

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



**PONTIFICIA
UNIVERSIDAD
CATÓLICA
DEL PERÚ**

**DISEÑO DE VÁLVULA REGULADORA DE CAUDAL DE CHORRO HUECO
PARA UN SALTO NETO MÁXIMO DE 20 m Y UN CAUDAL MÁXIMO DE 15
m³/s**

Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico, que presenta el bachiller:

John Oliver Taco López

ASESOR: Dipl. Ing. Eliseo Benjamin Barriga Gamarra

Lima, noviembre del 2018

Resumen

Las represas son una de las grandes construcciones que se hacen tanto en el Perú como en el mundo. Estas grandes construcciones de concreto cumplen funciones como retener el agua para generar energía, para irrigación y para abastecer de agua para la población.

Como uno de los componentes principales de la represa se encuentra la válvula reguladora de caudal de chorro hueco, también conocida como válvula Howell Bunger, la cual está situada en la parte baja o media de la represa. Esta válvula cumple funciones tales como: descargar agua de las represas en situaciones de emergencia, abastecer de agua para el consumo humano y regular el caudal de agua abajo de las represas para mantener el equilibrio ecológico.

El objetivo principal de la presente tesis es diseñar y analizar el comportamiento y los parámetros óptimos de la válvula Howell Bunger para que pueda operar con un caudal máximo de $15 \text{ m}^3/\text{s}$ y un salto neto máximo de 20 m. El objetivo específico es elaborar toda la documentación para la fabricación de la válvula lo cual incluye: diseño conceptual, cálculos de diseño, planos y estimación de costos de fabricación. Con esta documentación se podrá tener pleno conocimiento de la tecnología usada para la válvula. En consecuencia, se podrá construir esta válvula y existirá la posibilidad de que se manufacturen los repuestos correspondientes. Además, esta documentación puede ser usada para diseñar válvulas de chorro hueco para diferentes condiciones de caudal y salto neto.

En la primera parte de la tesis se muestra la tecnología existente y aspectos de fundamentos teóricos. En la segunda parte se procede a diseñar la válvula de manera conceptual y preliminar. En la tercera parte se proceden a presentar los cálculos de diseño. Finalmente, en el capítulo 4 se muestra la estimación de costo total.



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TÍTULO : DISEÑO DE VÁLVULA REGULADORA DE CAUDAL DE CHORRO HUECO PARA UN SALTO NETO MÁXIMO DE 20 m Y UN CAUDAL MÁXIMO DE 15 m³/s

ÁREA : Diseño # 139

PROPUESTO POR : Ing. Benjamín Barriga Gamarra

ASESOR : Ing. Benjamín Barriga Gamarra

TESISTA : John Oliver Taco López

CÓDIGO : 20125125

FECHA : 13/09/2018



DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:

Las represas son grandes construcciones que se hacen tanto en el Perú como en el mundo. Estas grandes construcciones de concreto cumplen funciones como retener el agua para irrigación, para generar energía y para abastecer de agua a la población. Estas funciones son cumplidas adecuadamente con la ayuda de componentes mecánicos.

Como uno de los componentes principales de las represas, se encuentra la válvula reguladora de caudal de chorro hueco, también conocida como válvula Howell Bungler, la cual está situada en la parte baja o media de las represas. Esta válvula cumple funciones tales como: descargar agua en las represas en situaciones de emergencia, abastecer de agua para consumo humano y regular de caudal de agua abajo de las represas para mantener el equilibrio ecológico. Estas funciones se cumplen por medio del control de la altura de agua en la represa y la regulación de caudal de desfogue.

En el Perú el diseño y análisis de estas válvulas no está desarrollada. Las válvulas que funcionan en represas del país son mayormente diseñadas y construidas en extranjero y muchas veces éstas están sobredimensionadas ya que no están hechas para necesidades específicas del cliente. Por otro lado, la disponibilidad de repuestos es complicada.

El objetivo principal de la presente tesis es diseñar y analizar el funcionamiento de la válvula reguladora de caudal de chorro hueco para que pueda operar con un caudal máximo de 15 m³/s y un salto neto máximo de 20 m. El objetivo específico es elaborar toda la documentación para la fabricación de la válvula que incluye diseño conceptual, cálculos de diseño, planos y estimación de costos de fabricación.

i



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO
DISEÑO DE VÁLVULA REGULADORA DE CAUDAL DE CHORRO
HUECO PARA UN SALTO NETO MÁXIMO DE 20 m Y UN CAUDAL
MÁXIMO DE 15 m³/s

Introducción

1. Estado del arte y fundamentos teóricos
2. Diseño preliminar
3. Diseño mecánico
4. Planos
5. Especificaciones técnicas y costos

Conclusiones

Observaciones y Recomendaciones

Bibliografía

Anexos

Máximo: 100 páginas

Ing. Benjamin Barriga Gamarra
Asesor

ÍNDICE DE CONTENIDO

CAPÍTULO 1: ESTADO DEL ARTE Y FUNDAMENTOS TEORICOS	3
1.1 Estado del arte	3
1.1.1 Principio de funcionamiento	3
1.1.2 Objetivos de funcionamiento.....	4
1.1.3 Tipos de instalación.....	5
1.1.4 Válvulas en el mercado	6
1.2 Fundamentos teóricos	8
1.2.1 Coeficiente de descarga	8
1.2.2 Comportamiento del caudal con respecto al área de descarga.....	8
CAPÍTULO 2: DISEÑO PREELIMINAR	11
2.1 Lista de exigencias	12
2.2 Estructura de funciones	15
2.2.1 Descripción de las funciones.	16
2.2.2 Secuencia de operaciones.....	16
2.3 Matriz morfológica.....	17
2.4 Concepto de solución	20
2.5 Proyecto Preliminar.....	26
CAPÍTULO 3: DISEÑO MECÁNICO	33
3.1 Determinación geométrica de la válvula y cálculos hidráulicos.....	38
3.2 Determinación de las cargas axiales en la válvula	39
3.3 Determinación de las cargas verticales.....	39
3.4.- Calculo de espesor con análisis con fluido estático.....	41
3.4.1 Análisis de válvula sometida a flexión y fuerza axial.....	42
3.4.2 Análisis de presión en el cono deflector	45
3.5 Calculo de espesor con análisis con fluido en movimiento.....	46
3.6 Definición geométrica y cálculo de peso de la válvula.....	53
3.6.1 Definición geométrica.....	53
3.6.2 Cálculo de peso y fuerza vertical	54
3.7 Selección y análisis de componentes estándar	57
3.7.1 Brida	57

3.7.2 Prensa-estopa	58
3.7.3 Sistema Hidráulico	60
3.8 Análisis de Uniones	67
3.8.1 Uniones soldadas.....	67
3.8.2 Uniones atornilladas.....	76
3.9 Análisis de mecánica de fluidos.....	85
3.11 Frecuencia natural	91
CAPITULO 4: PLANOS	92
4.1 Lista de planos	92
CAPITULO 5: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS Y COSTOS.....	93
5.1 Especificaciones técnicas.....	94
5.2 Estimación de costos	95
Conclusiones	99
Observaciones y recomendaciones	100
Bibliografía	101
ANEXOS	105
Planos.....	116

Índice de tablas

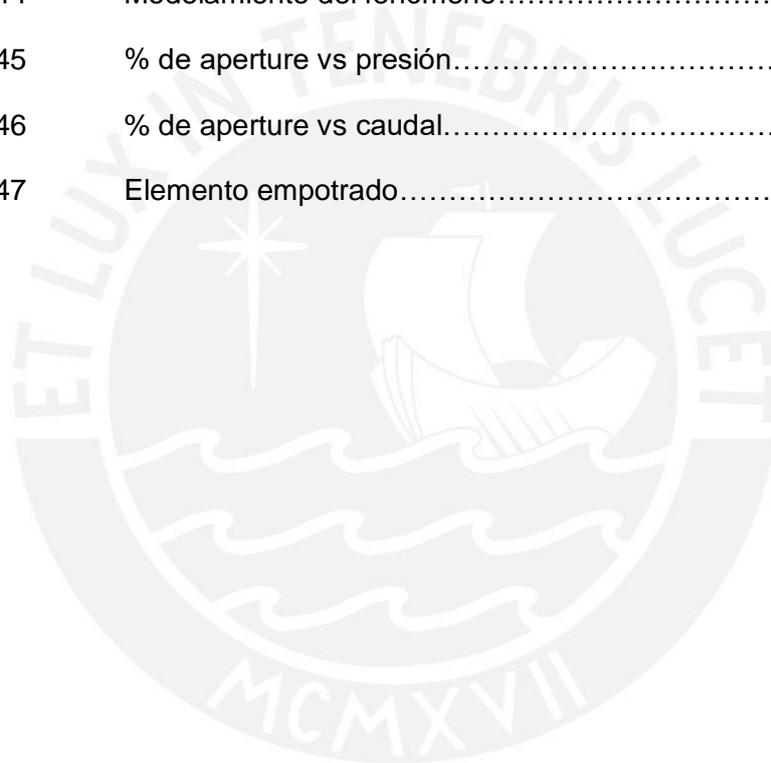
Tabla 2.1	Lista de exigencias.....	12
Tabla 2.2	Aspectos técnicos de las alternativas y la solución ideal.....	25
Tabla 2.3	Descripción de puntajes.....	25
Tabla 2.4	Evaluación técnica de los proyectos preliminares.....	30
Tabla 2.5	Evaluación económica de los proyectos preliminares.....	31
Tabla 3.1	Resultados de análisis hidrodinámico.....	49
Tabla 3.2	Parámetros de diseño.....	51
Tabla 3.3	Propiedades de acero AISI 316L.....	52
Tabla 3.4	Resultados de análisis estático.....	52
Tabla 3.5	Definición geométrica.....	53
Tabla 3.6	Resultados de cálculo de peso.....	55
Tabla 3.7	Posición de centros de masa parciales.....	57
Tabla 3.8	Comparación de resultados con hipótesis.....	57
Tabla 3.9	Leyenda del circuito hidráulico.....	61
Tabla 3.10	Consideraciones.....	63
Tabla 3.11	Operaciones para selección hidráulica.....	64
Tabla 3.12	Unidad hidráulica seleccionada.....	65
Tabla 3.13	Espesor de garganta de soldadura.....	69
Tabla 3.14	Tabla de resultados de soldadura.....	75
Tabla 3.15	Datos geométricos de brida.....	76

Tabla 3.16	Datos de perno.....	79
Tabla 3.17	Cálculos parciales.....	81
Tabla 3.18	Resultados finales.....	81
Tabla 3.19	Resultados de fuerzas de fricción.....	82
Tabla 3.20	Resultados unión atornillada trasera.....	84
Tabla 3.21	Resultados unión atornillada delantera.....	84
Tabla 3.22	Datos para apertura de 50%.....	86
Tabla 3.23	Comportamiento del fluido.....	87
Tabla 3.24	Tabla de consideraciones y resultados.....	91
Tabla 4.1	Lista de planos de la válvula de cono fijo.....	92
Tabla 5.1	Materiales.....	94
Tabla 5.2	Costo de elementos estándar.....	95
Tabla 5.3	Costo de procesos de manufactura.....	96
Tabla 5.4	Costo de elementos a fabricar.....	97
Tabla 5.5	Costo total.....	98

Figura 2.8	Concepto de solución 5.....	24
Figura 2.9	Proyecto preliminar 1.....	26
Figura 2.10	Proyecto preliminar 2.....	25
Figura 2.11	Proyecto preliminar 3.....	28
Figura 2.12	Proyecto preliminar 4.....	29
Figura 2.13	Diagrama de evaluación según norma VDI 2221.....	32
Figura 3.1	Diagrama de flujo de diseño.....	34
Figura 3.2a	Diagrama de cuerpo libre de válvula totalmente abierta.....	35
Figura 3.2b	Diagrama de cuerpo libre de válvula totalmente cerrada.....	36
Figura 3.2c	Diferentes partes de la válvula.....	37
Figura 3.3	Válvula de chorro hueco.....	38
Figura 3.4	Carga axial.....	39
Figura 3.5	Carga vertical.....	40
Figura 3.6	Válvula con fuerza axial y vertical.....	41
Figura 3.7	Válvula sometida a cargas estáticas.....	41
Figura 3.8	Válvula modelada como elemento empotrado.....	42
Figura 3.9	Diagrama de cuerpo libre de la válvula empotrada.....	43
Figura 3.10	Cuerpo fijo.....	44
Figura 3.11	Sección crítica.....	44
Figura 3.12	Círculo de Mohr del punto crítico.....	45
Figura 3.13	Cono.....	46
Figura 3.14	Deflector estacionario.....	46
Figura 3.15	Representación del fenómeno.....	47
Figura 3.16	Deformación por vibraciones.....	50

Figura 3.17	Válvula totalmente abierta.....	50
Figura 3.18	Ubicación de centros de masas.....	56
Figura 3.19	Brida PN10.....	58
Figura 3.20a	Presiones en empaquetadura.....	58
Figura 3.20b	Distribución de presión.....	59
Figura 3.21	Circuito hidraulico.....	61
Figura 3.22	Cargas resistentes al movimiento de los cilindros.....	62
Figura 3.23	Datos de modelos de motores.....	64
Figura 3.24	Fuerza en eje de soporte de cilindro hidráulico.....	65
Figura 3.25	DCL y diagrama de momento.....	66
Figura 3.26	Válvula.....	67
Figura 3.27	Uniones soldadas.....	69
Figura 3.28	Unión 1.....	70
Figura 3.29	Unión 2 y 3.....	70
Figura 3.30	Sección de unión 2 y 3.....	71
Figura 3.31	Unión 4.....	71
Figura 3.32	Unión 5.....	72
Figura 3.33	Unión 6.....	72
Figura 3.34	Unión 7.....	73
Figura 3.35	Unión 8.....	73
Figura 3.36	Unión 9.....	74
Figura 3.36 a	Detalle Unión 9.....	74
Figura 3.36 b	Brida.....	76
Figura 3.37	Vista frontal de brida.....	77

Figura 3.38	Vista lateral de brida.....	77
Figura 3.39	Unión atornillada.....	79
Figura 3.40	Segmentos de perno.....	80
Figura 3.41	Caso 3.....	80
Figura 3.42	Diagrama de fuerza deformación.....	80
Figura 3.43	Uniones de soporte de cilindro.....	83
Figura 3.44	Modelamiento del fenómeno.....	85
Figura 3.45	% de aperture vs presión.....	88
Figura 3.46	% de aperture vs caudal.....	88
Figura 3.47	Elemento empotrado.....	91



INTRODUCCIÓN

Las represas son una de las grandes construcciones que se hacen tanto en el Perú como en el mundo. Estas grandes construcciones de concreto cumplen funciones como retener el agua para generar energía, para irrigación y para abastecer de agua para la población.

Como uno de los componentes principales de la represa se encuentra la válvula reguladora de caudal de chorro hueco, también conocida como válvula Howell Bunger, la cual está situada en la parte baja o media de la represa. Esta válvula cumple funciones tales como: descargar agua de las represas en situaciones de emergencia, abastecer de agua para el consumo humano y regular el caudal de agua abajo de las represas para mantener el equilibrio ecológico.

En el Perú el diseño y análisis de estas válvulas no está desarrollada. Las válvulas que funcionan en plantas del país son traídas del extranjero y muchas veces estas están sobredimensionadas ya que no están hechas para necesidades específicas del cliente. Por otro lado, el hecho de que se importen las válvulas dificulta el suministro de repuesto de las mismas. Por los motivos mencionados anteriormente, se genera la necesidad de realizar el diseño de una válvula de chorro hueco que represente una alternativa nacional de solución a los problemas expuestos.

El objetivo principal de la presente tesis es diseñar y analizar el funcionamiento de la válvula Howell Bunger para que pueda operar con un caudal máximo de $15 \text{ m}^3/\text{s}$ y un salto neto máximo de 20 m. El objetivo específico es elaborar toda la documentación para la fabricación de la válvula que incluye diseño conceptual, cálculos de diseño, planos y estimación de costos de fabricación.

Para alcanzar el objetivo principal, el cual es el diseño de la válvula, se han trazado los siguientes objetivos:

- Objetivo específico 1: Seleccionar el proyecto óptimo para el diseño de la válvula.
- Objetivo específico 2: Determinar las fuerzas a las que la válvula está sometida
- Objetivo específico 3: Analizar cada componente de la válvula con un análisis de resistencia.
- Objetivo específico 3: Determinar las medidas de diseño óptimo de la válvula Howell Bungler.
- Objetivo específico 4: Dibujar los planos de ensamble de la válvula y los planos de despiece necesarios con su respectivo informe técnico.
- Objetivo específico 5: Estimar los costos de diseño y manufactura.

CAPÍTULO 1: ESTADO DEL ARTE Y FUNDAMENTOS TEORICOS

1.1 Estado del arte

Actualmente, las válvulas reguladoras de caudal de chorro hueco que existen en el mercado funcionan con un principio de funcionamiento, dos objetivos de funcionamiento y 3 tipos de instalación que son los más comunes.

1.1.1 Principio de funcionamiento

El principio de funcionamiento se puede observar en la figura 1.1. En esta se observa que existe una parte móvil y una parte fija. Asimismo, se observa que existe un deflector el cual hace que el agua (de color celeste en la imagen) se deflecte. Además, los componentes mencionados anteriormente trabajan en conjunto para que se pueda regular el caudal de agua deseado, ya sea cerrando o abriendo la válvula.

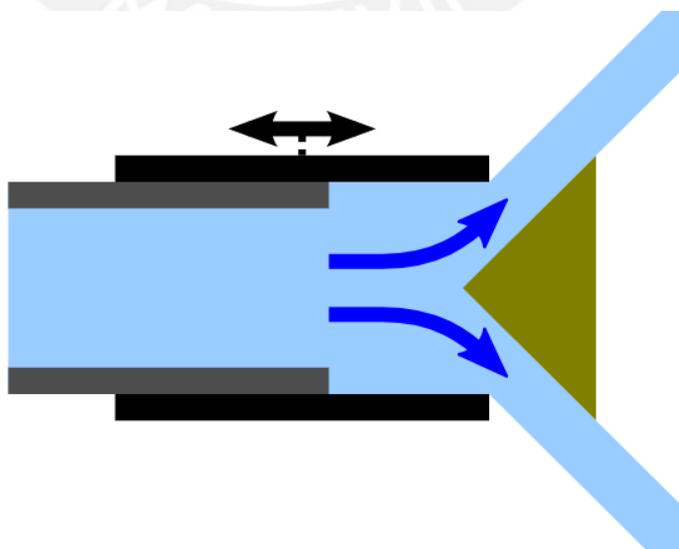


Figura 1.1: Principio de funcionamiento de válvula [39]

1.1.2 Objetivos de funcionamiento

Existen dos objetivos de funcionamiento más comunes: controlar un caudal de salida y controlar la altura de agua de represa. Por ejemplo, cuando se quiere mantener el caudal ecológico de un río, la válvula debe controlar un caudal de descarga y esto se logra abriendo o cerrando parcialmente la válvula según convenga. En la figura 1.2 se muestra una válvula de chorro hueco que sirve para preservar el caudal ecológico de un río. Por otro lado, controlar una altura de represa es importante ya que esto evita que las represas lleguen a una altura de agua excesiva. Esto se logra descargando agua y una de las opciones de descargue es el uso de la válvula de chorro hueco. En la figura 1.3 se muestra una represa con una altura de agua la cual es la máxima permitida y debe ser mantenida en ese valor o menos. Además, estas dos funciones se pueden hacer de manera automática sin la intervención del ser humano.



Figura 1.2: Válvula de descarga para caudal ecológico [36]

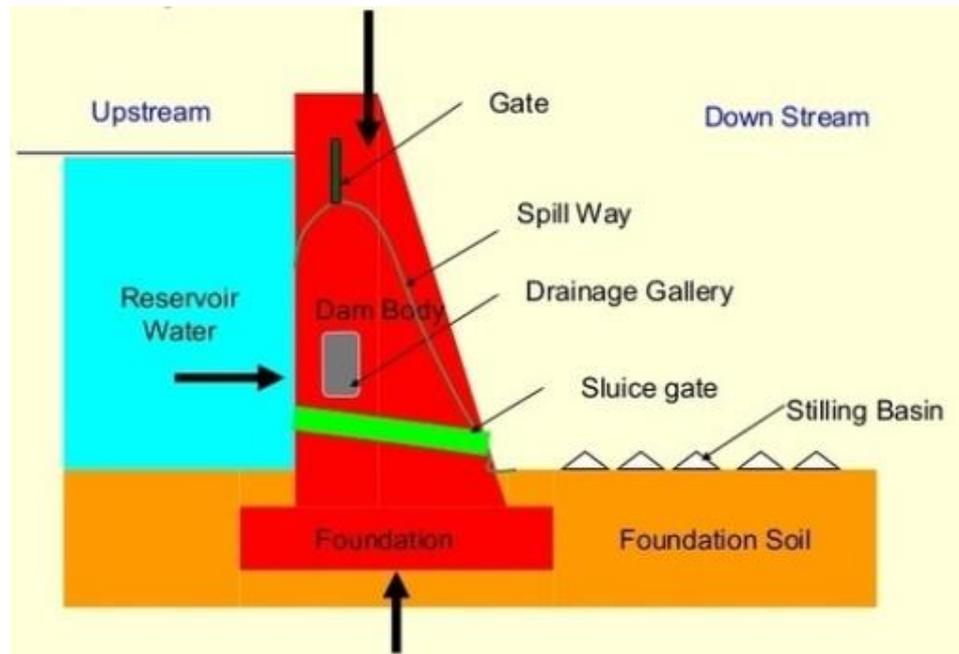


Figura 1.3: Represa [37]

1.1.3 Tipos de instalación

Las instalaciones más comunes son: soportada por dos puntos, sumergida e inclinada hacia arriba. La instalación soportada en dos puntos se puede observar en la figura 1.4 en la cual estos sirven de apoyo en la válvula haciendo que esta no esté completamente en voladizo. La instalación sumergida se puede observar en la figura 1.5 en la cual la válvula tiene una descarga debajo del nivel del agua. Por último, la instalación la instalación inclinada hacia arriba se puede observar en la figura 1.6 en la cual la válvula está elevada con respecto al eje horizontal. En las tres instalaciones mencionadas anteriormente, se puede observar en las figuras que antes de la válvula hay una tubería la cual es la de descarga de la represa y va unida con el elemento de descarga, en este caso la válvula de chorro hueco.

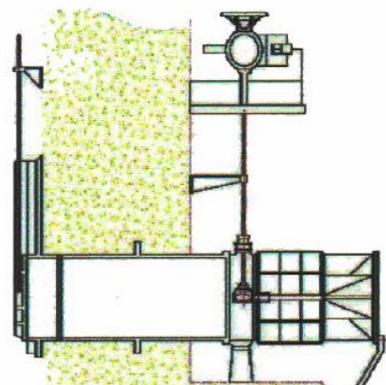


Figura 1.4: Instalación con dos puntos [4]

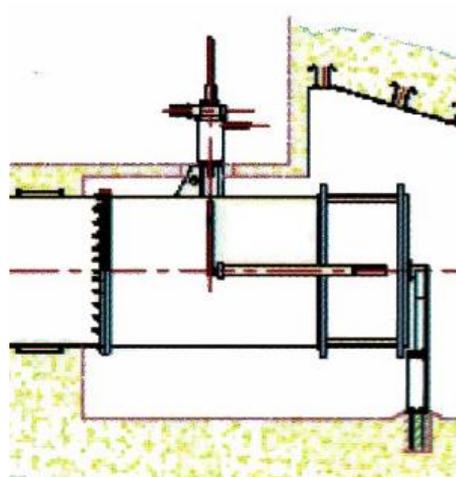


Figura 1.5: Instalación sumergida [4]

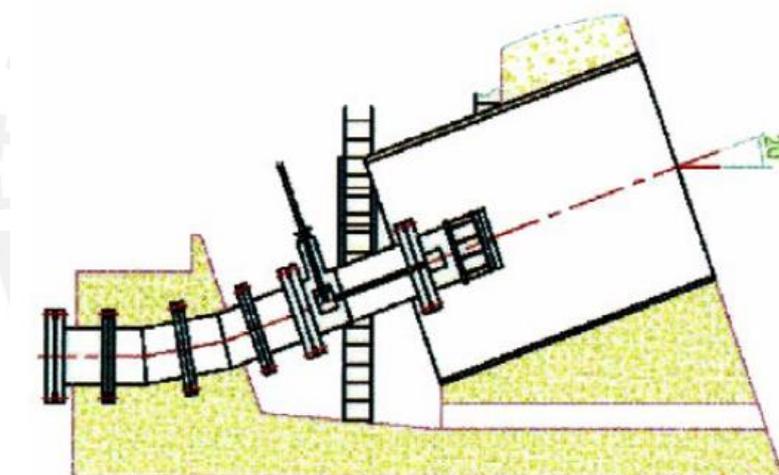


Figura 1.6: Instalación inclinada hacia arriba [4]

1.1.4 Válvulas en el mercado

En el mercado internacional se diseñan y fabrican la válvula de chorro hueco. Asimismo, estas mayormente se manufacturan de acero inoxidable y el accionamiento de la regulación difiere en cada empresa. A continuación, se muestra desde la figura 1.7 hasta la figura 1.12 modelos e instalaciones de válvulas de chorro hueco.



Figura 1.7: Modelo de válvula [12]



Figura 1.8: Válvula instalada [31]



Figura 1.9: Asahan, Indonesia [36]



Figura 1.10: Represa en Colorado [36]



Figura 1.11: Rowallam, Australia [36]



Figura 1.12: Devna, Solvenia [36]

1.2 Fundamentos teóricos

La válvula de chorro hueco presenta en su funcionamiento fenómenos de mecánica de fluidos (en este caso el fluido es agua). Los fundamentos teóricos importantes para el diseño de la válvula son: el coeficiente de descarga y el comportamiento del caudal con respecto al área de descarga.

1.2.1 Coeficiente de descarga

El coeficiente de descarga es aquel número adimensional que resulta de la relación del caudal de descarga real y el teórico. Por ejemplo, en la figura 1.13 se muestra la descarga real de un fluido por medio de una válvula y se muestra la ecuación que define el caudal, el cual es afectado por el coeficiente de descarga (C).

$$Q = C \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \Delta h} \cdot D^2 \cdot \frac{\pi}{4}$$

(liquids)
 Q: Flow rate
 Δh : Head loss
 D: Pipe diameter
 C: Discharge Coefficient
 g: gravity

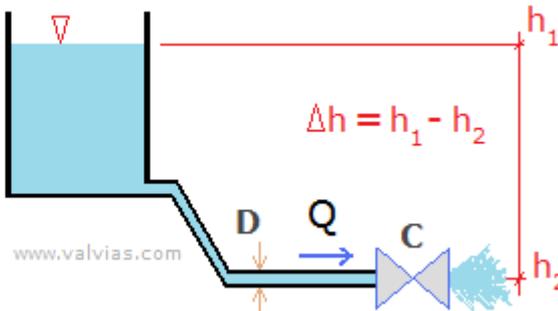


Figura 1.13: Coeficiente de descarga [29]

1.2.2 Comportamiento del caudal con respecto al área de descarga

El comportamiento del caudal con respecto al área de descarga es definido mediante ecuaciones de mecánica de fluidos y estos resultados se muestran en gráficos con los cuales se presentan de mejor manera los resultados. En algunos casos se puede mostrar el comportamiento del caudal para diferentes grado de apertura (en una misma válvula) como en la figura 1.14, en otros se puede graficar comportamiento de caudal para diferentes tamaños de válvula como en la figura 1.15. Además, se muestra en la figura 1.16 la variación del coeficiente de descarga con el porcentaje de apertura.

Percentage of gate stroke K (average value)	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
	0.882	1.700	2.394	3.150	3.716	4.283	4.724	5.039	5.260	5.354

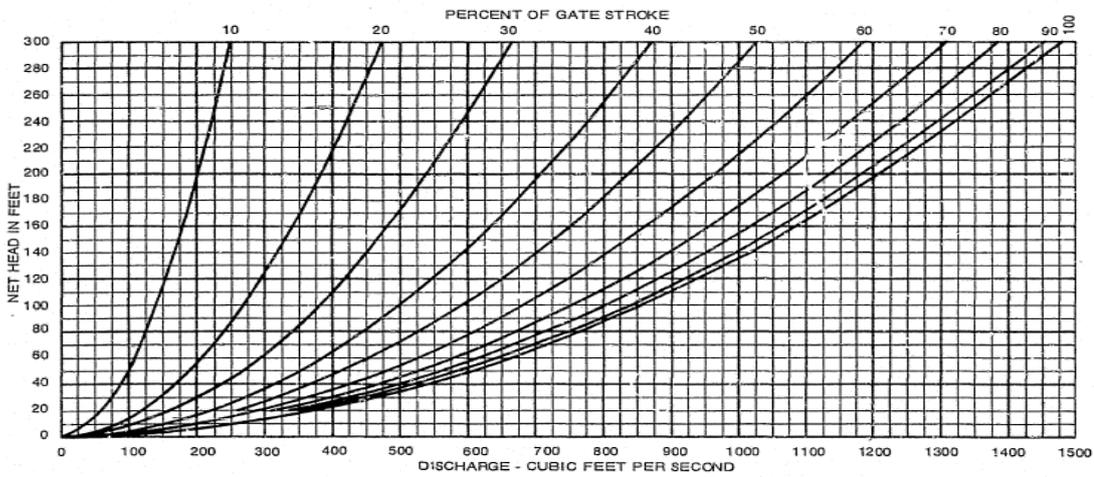


Figura 1.14: Variación de flujo de descarga y salto neto por porcentaje de apertura [1]

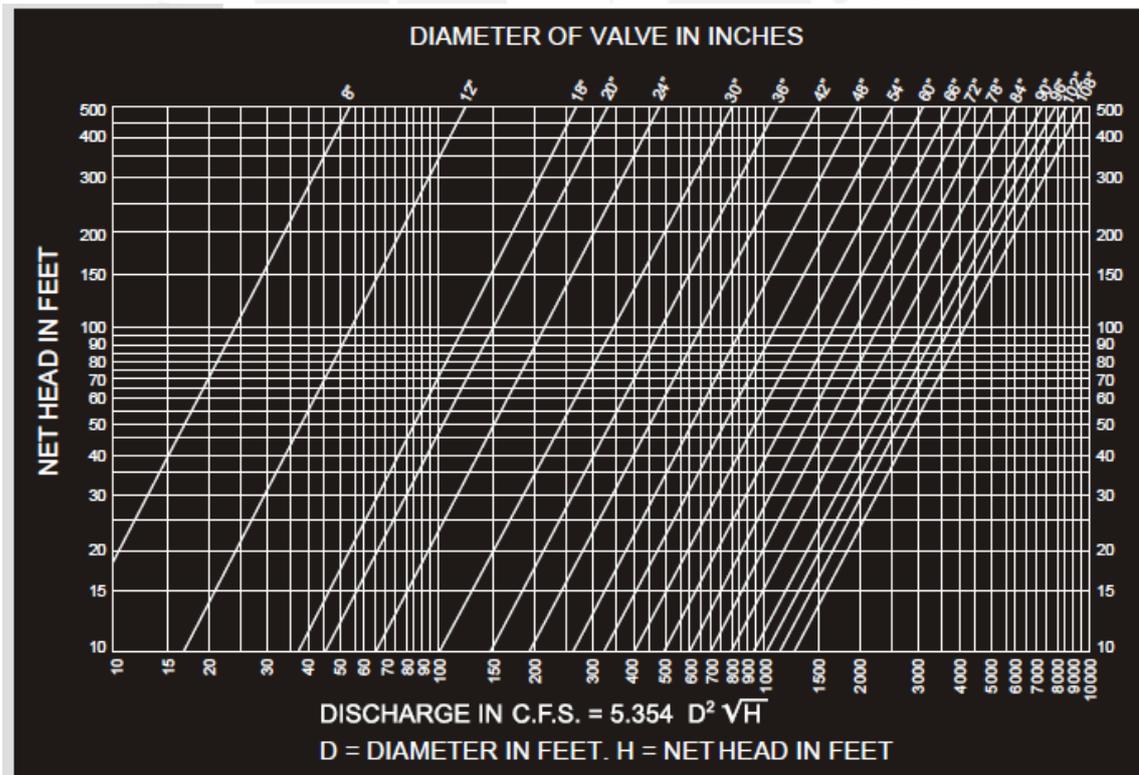


Figura 1.15 : Grafico de selección de valvula Howell Bungler [30]

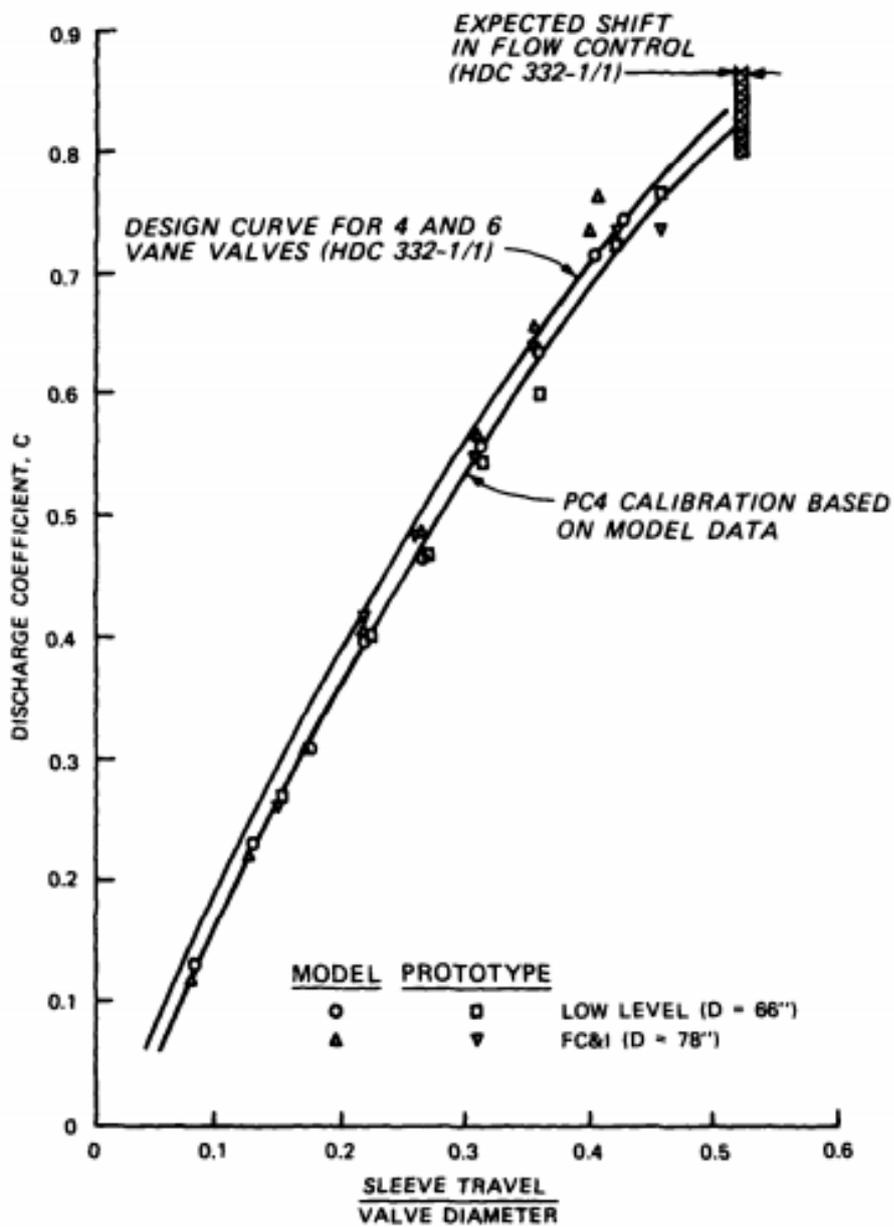


Figura 1.16 : Grafico variación de coeficiente de descarga [9]

CAPÍTULO 2: DISEÑO PREELIMINAR

En este capítulo se desarrollará la metodología de diseño mecánico basada en la norma VDI 2221. Primeramente, se procederá a mostrar la lista de exigencias que muestra todos los requerimientos para la válvula a diseñar. En segundo lugar, se procederá a presentar una caja negra que dará una idea general de qué es lo que entra a la máquina y que sale de esta. Luego, se procederá reconocer tanto funciones totales como parciales. Posteriormente, se procederá se presentar la estructura de funciones que debe cumplir la máquina. Con esta estructura de funciones se obtendrá la matriz morfológica. Luego con está matriz se obtendrán los conceptos de solución de los cuales se escogerá uno por concepto. Con este concepto se obtendrán proyectos preliminares de los cuales se escogerá el mejor con respecto a caracteres técnicos y económicos.



2.1 Lista de exigencias

El primer paso para empezar con el diseño es definir los requerimientos que debe cumplir la máquina, y según la prioridad de estos, los prioritarios se definen como exigencias y los menos prioritarios como deseos.

La lista mostrada en la tabla 2.1 indica las exigencias y deseos que se requieren en el diseño de la máquina, esta lista fija la base sobre la cual se determinará el concepto de solución óptimo y toma en cuenta aspectos limitantes como costo de fabricación, tamaño, suministro de energía, entre otros.

Tabla 2.1: Lista de exigencias [Elaboración propia]

LISTA DE EXIGENCIAS			
PROYECTO:		DISEÑO Y ANÁLISIS DE UNA VÁLVULA DE CHORRO HUECO PARA UNA SALTO NETO DE MÁXIMO 20 m Y UN CAUDAL MÁXIMO DEL 15 m ³ /s	FECHA: 06/06/2017
CLIENTE:		PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ	REVISADO: B.B.G
06/06/17	E	<u>Función Principal:</u> Regular caudal y operar a un salto neto máximo de 20 m y un caudal máximo de 15 m ³ /s.	J.O.T.L
12/06/17	E	<u>Materia Prima:</u> Se tendrá como materia prima el agua entrante a la válvula con un salto neto máximo de 20 m. Saldrá de la válvula el agua con un caudal regulado (máximo 15 m ³ /s). La magnitud de la velocidad y caudal del agua depende del porcentaje de apertura.	J.O.T.L
12/06/17	E	<u>Geometría:</u> La geometría de la válvula será determinada para cumplir las condiciones de caudal y salto neto máximo: 20m y 15m ³ /s respectivamente.	J.O.T.L

Fechas	Deseo o Exigencia	Descripción	Responsable
12/06/17	E	<u>Fuerza:</u> La fuerza necesaria para poder regular el caudal que sale de la válvula. Esta fuerza es determinada por el porcentaje de apertura, velocidad del fluido y presión interna del fluido en la válvula.	J.O.T.L
12/06/17	E	<u>Seguridad:</u> El diseño de la máquina no debe poner en peligro la integridad del operario ni del medio ambiente.	J.O.T.L
12/06/17	E	<u>Costos:</u> Los costos de la válvula deben ser como máximo de \$ 60 000	J.O.T.L
12/06/17	D	<u>Señales:</u> La máquina estará provista de señales que indicaran si la válvula está cerrada o abierta. Por otro lado, también se contará con señales que indiquen si la válvula está sufriendo vibraciones excesivas y cavitación.	J.O.T.L
12/06/17	E	<u>Fabricación:</u> La máquina será fabricada en talleres nacionales y con materiales de fácil adquisición.	J.O.T.L
12/06/17	E	<u>Montaje:</u> La válvula debe ser de fácil montaje e instalación. Por otro lado, ya que la válvula estará instalada en la represa su desmontaje debe ser fácil para su respectivo mantenimiento.	J.O.T.L
12/06/17	E	<u>Plazo de Entrega:</u> <ul style="list-style-type: none"> ▪ Lista de exigencias y plan de trabajo: 13.06.2017 ▪ Estructura de funciones y estado de tecnología: 20.06.2017 ▪ Conceptos de solución y conceptos de solución óptimo: 27.06.2017 ▪ Proyectos preliminares y proyecto preliminar óptimo: 15.08.2017 ▪ Entrega de planos de proyecto óptimo e informe técnico: 15.09.2017 ▪ Entrega de informe técnico: 15.06.2018 ▪ Entrega final de planos: 20.08.2018 	J.O.T.L

Fechas	Deseo o Exigencia	Descripción	Responsable
12/06/17	E	<u>Ergonomía:</u> La ubicación y distribución de los dispositivos de operación del equipo estarán al alcance del operario.	J.O.T.L
12/06/17	E	<u>Mantenimiento:</u> Se debe tener fácil acceso a los componentes de la válvula que se tendrán que cambiar periódicamente. Además, también se deberá tener fácil acceso las áreas de la válvula donde se requiera hacer un mantenimiento preventivo basado en el tiempo y condiciones.	J.O.T.L
12/06/17	E	<u>Transporte:</u> El peso de la válvula no debe ser excesivo tal que se requiera una maquina especial para su transporte (12 000 Kg como máximo).	J.O.T.L



2.2 Estructura de funciones

La función general de la válvula Howell Bunguer se puede mostrar mediante la caja negra de la figura 2.1. La caja negra representa la válvula de descarga. Las materias entrantes a la caja negra son: agua, señales de energía, el parámetro de salto neto y energía para accionar la regulación del caudal de agua. Por otro lado, en la salida se encuentran los sonidos y las vibraciones y el caudal requerido.

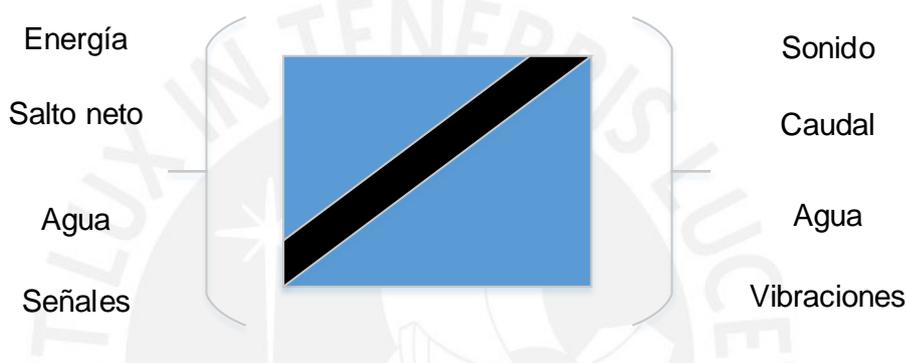


Figura 2.1: Caja negra [Elaboración propia]

Parámetros de entrada:

- Energía: Energía para la apertura, cerrado y regulación de caudal en la válvula.
- Salto Neto: La altura del agua en la represa con respecto a la válvula
- Agua: Es la materia que entra en la válvula en estado líquido.
- Señales: Se controlarán las acciones de la válvula mediante señales de control. Esto para la regulación de caudal, apertura y cerrado de la válvula.

Parámetros de salida:

- Sonido: La válvula emitirá energía en modo de sonido debido a los mecanismos del sistema
- Caudal: El agua entrante saldrá de la válvula con un valor de caudal específico.
- Agua: El agua entrante saldrá de la válvula sin ningún tipo de transformación en su composición.
- Vibraciones: La válvula emitirá energía en modo de vibraciones debido a las fuerzas que se producen dentro de esta.

2.2.1 Descripción de las funciones.

- Función total:
 - ✓ Regular caudal y garantizar un caudal máximo de $15 \text{ m}^3/\text{s}$ con un salto neto máximo de 20 m.
- Funciones parciales:
 - ✓ Controlar el valor de caudal
 - ✓ Resistir las cargas debido a la fuerza del agua.
 - ✓ Conducción del flujo del agua
 - ✓ Deflectar el flujo del agua
 - ✓ Descarga del flujo del agua hacia el ambiente

2.2.2 Secuencia de operaciones

Preparación de la máquina. -

- Fijar la válvula en su posición en la cual hará su trabajo.
- Verificar que la válvula no represente ningún peligro con respecto a la seguridad de las personas ni al medio ambiente.

Ejecución

- Direccionar el agua
- Deflectar el flujo de agua
- Direccionar el flujo del agua hacia el ambiente una presión atmosférica
- Controlar la apertura parcial de la válvula de modo que salga el caudal requerido
- Abrir o cerrar la válvula según convenga el caudal deseado.

Control

- Controlar la posición tanto de cerrado como de abierto de la válvula.
- Controlar el caudal que sale de la válvula (máximo: $15 \text{ m}^3/\text{s}$)
- Controlar la posible cavitación en la válvula.
- Controlar el exceso de vibraciones en la válvula

Fase Final

- Cerrar la válvula
- Verificar que la válvula no haya sufrido desperfectos y que esté lista para seguir sus actividades.

2.3 Matriz morfológica

Luego de obtener la estructura de funciones se procederá a presentar la matriz morfológica correspondiente. La matriz morfológica se presentará en una caja de Zwicky en la cual cada recuadro representará un portador de función que satisfaga cada función de la estructura de funciones obtenida.

La estructura de funciones y la matriz morfológica se muestran en las figuras 2.2 y 2.3 respectivamente.



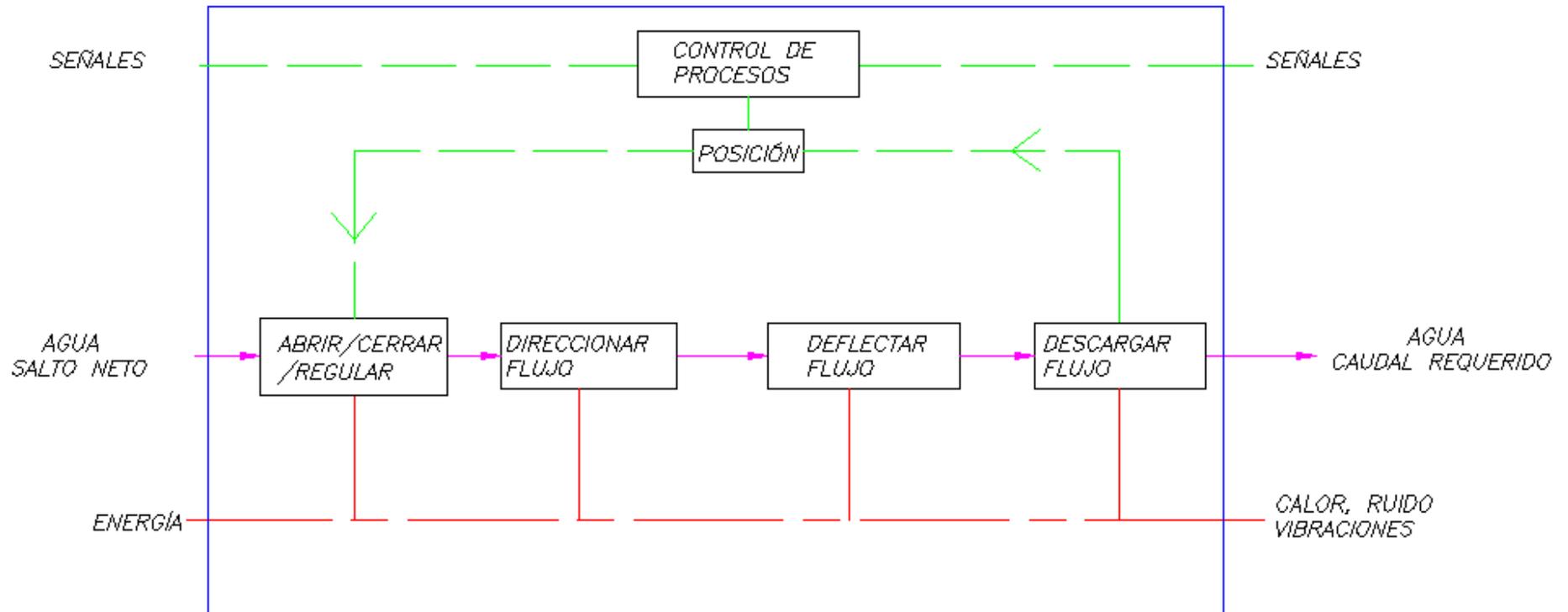


Figura 2.2: Estructura de funciones [Elaboración propia]

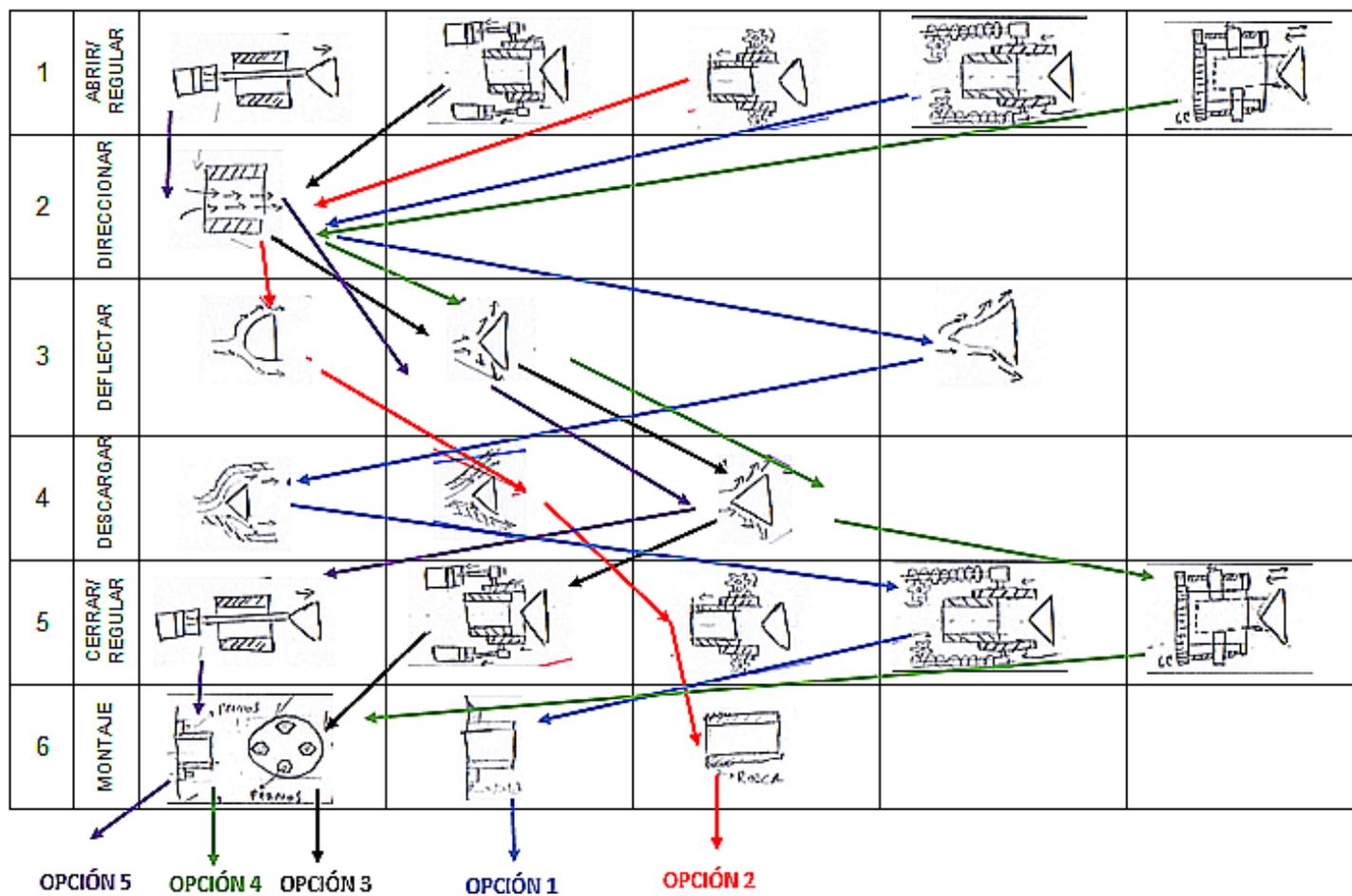


Figura 2.3: Matriz morfológica [Elaboración propia]

2.4 Concepto de solución

Se presentarán 5 conceptos de solución que resultaron de la matriz morfológica. Los conceptos de solución son la unión de cada portador de función de la matriz morfológica. Cada concepto de solución es identificado por el color del trazo con flechas que se realizó para la elección de los portadores de solución respectivos.

Concepto de solución 1

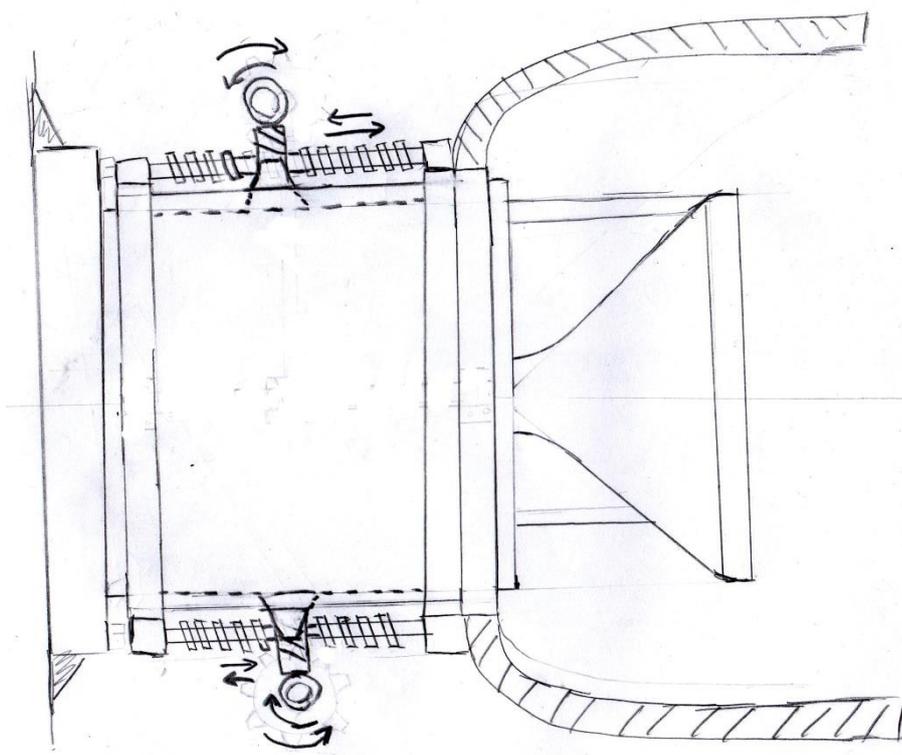


Figura 2.4: Concepto de solución 1 [Elaboración propia]

Se considera para abrir y cerrar la válvula un sistema de tornillo sin fin y corona. En este caso el tornillo sin fin transmitirá movimiento a la corona para que luego este al girar y con una rosca interna haga girar la barra roscada. La barra roscada es solidario al cuerpo móvil y esto hace que cuando la barra roscada gire el cuerpo móvil se traslade horizontalmente. La barra roscada al girar al mismo tiempo se traslada horizontalmente ya que el sistema tornillo sin fin y corona es fijo y la barra se mueve con el cuerpo móvil. Por otro lado, el montaje a la superficie correspondiente será por medio de soldadura. La superficie a la que se está considerando montar será de acero. Además, a la salida de la válvula tendrá incorporada un conducto para la descarga del agua al ambiente.

Concepto de solución 2

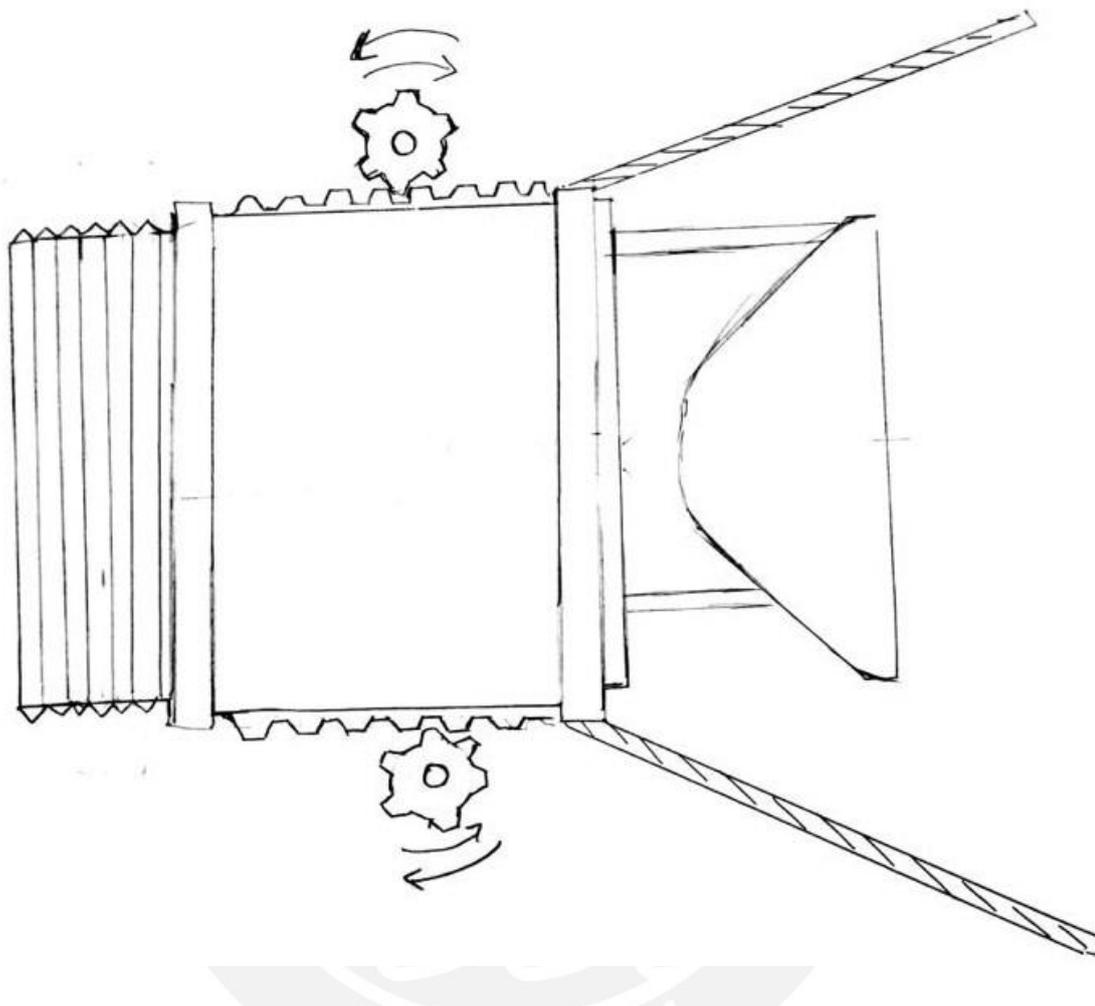


Figura 2.5: Concepto de solución 2 [Elaboración propia]

El concepto de solución dos tiene un sistema engranaje-cremallera para abrir y cerrar la válvula. En este caso la cremallera plana será solidaria al cuerpo móvil de la válvula. Por otro lado, el eje del engranaje será fijo en el espacio. La válvula se cerrará o abrirá dependiendo del sentido de giro del engranaje. El elemento deflector de flujo de agua es de forma esférica. Por otro lado, se consideró en este caso que el montaje de la válvula a la presa por medio de rosca. Además, a la salida se incorpora a la válvula un conducto en forma cónica para la descarga del agua al ambiente.

Concepto de solución 3

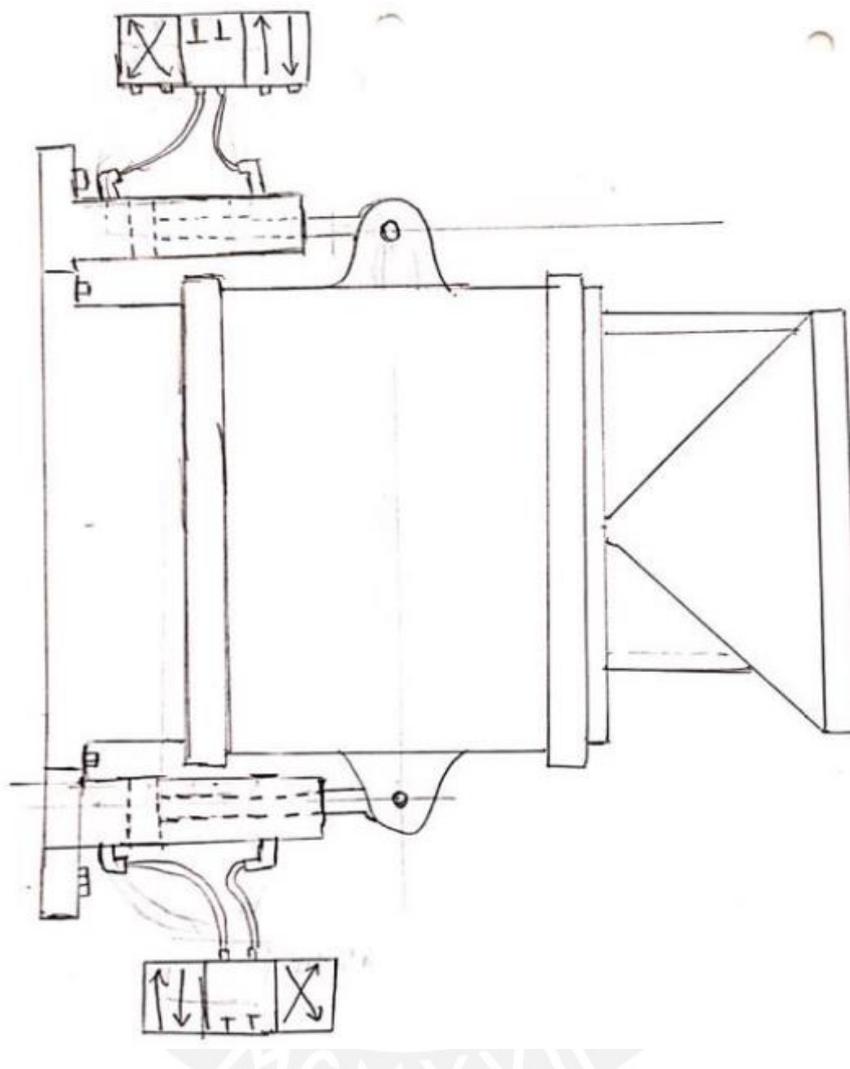


Figura 2.6: Concepto de solución 3 [Elaboración propia]

El concepto de solución número 3 tiene un sistema de movimiento lineal que se hace posible con cilindros hidráulicos. En este caso la apertura y cerrado de la válvula se ejecutará si el embolo entra o sale del cilindro hidráulico según la posición de la válvula de distribución. El elemento deflector de flujo de agua es de forma cónica. Para el montaje se considera pernos que fijarán la válvula a la presa. Por otro lado, en este caso se considera que la descarga lo hace el mismo cono deflector.

Concepto de solución 4

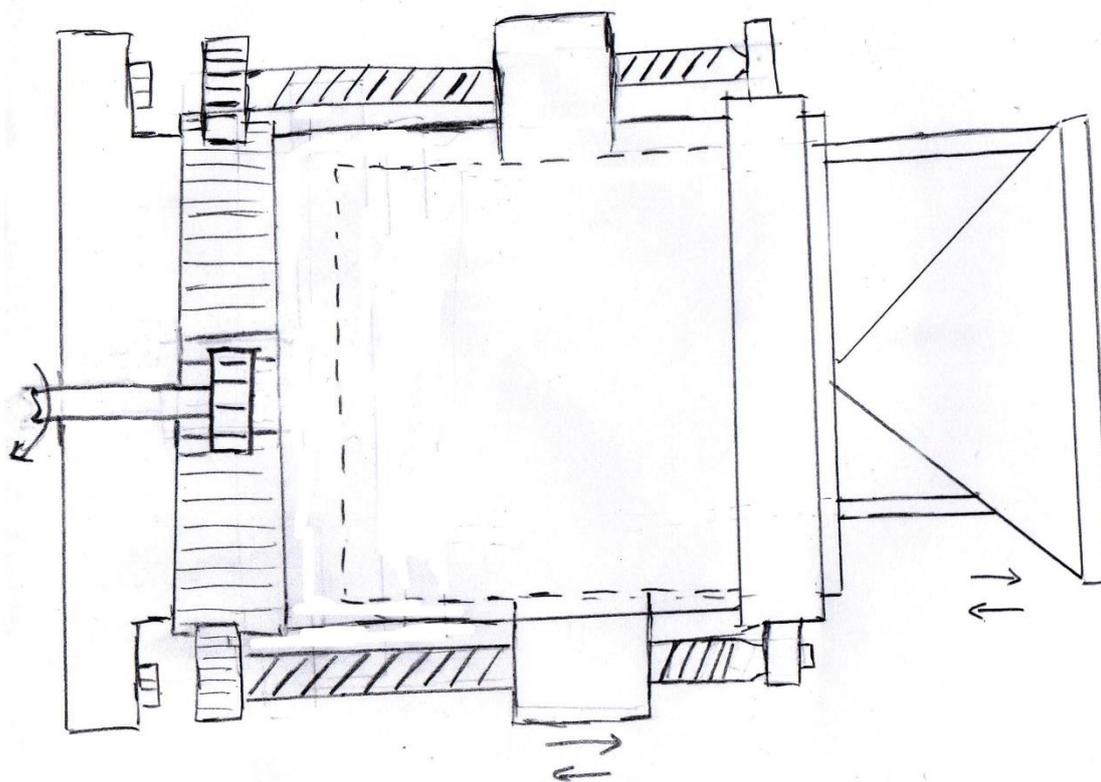


Figura 2.7: Concepto de solución 4 [Elaboración propia]

En este caso lo que se hace es abrir y cerrar la válvula teniendo como elemento fijo el cuerpo cilíndrico y como elemento móvil el cuerpo cónico. Además, se fija parte del cuerpo sólido que incluye al cono con unas tuercas las cuales son movidas por tornillos de potencia fijos al cuerpo cilíndrico (el cual es fijo y no se mueve). Por otro lado, los tornillos de potencia girarán debido a que estos están acoplado solidariamente a unos engranajes los cuales giraran cuando una cremallera de dimensión mayor gire. Primero, girará la cremallera la cual es accionada por un engranaje motriz, luego giraran el par de engranajes, luego girarán los tornillos de potencia, luego girarán las tuercas y estas mismas tendrán un movimiento lineal que provocará que la válvula se cierre o se habrá según convenga.

Concepto de solución 5

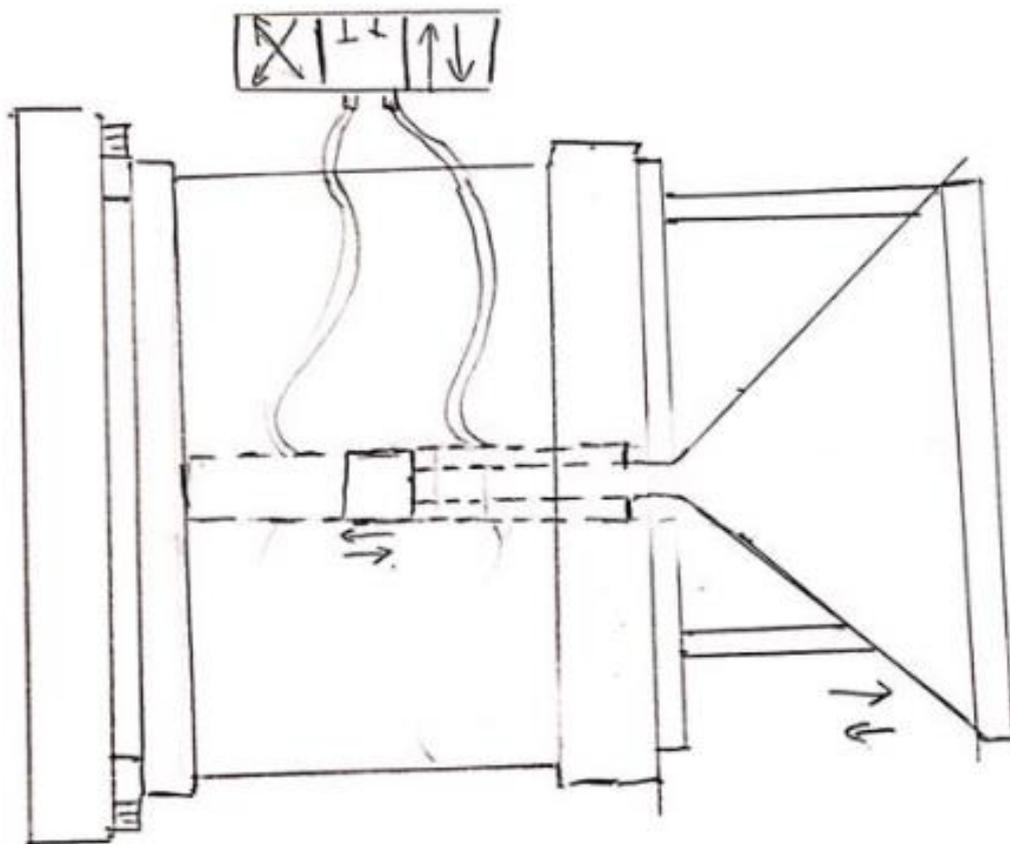


Figura 2.8: Concepto de solución 5 [Elaboración propia]

En este concepto de solución lo que se hace es cerrar y abrir la válvula teniendo como elemento fijo el cuerpo cilíndrico y como elemento móvil el cuerpo cónico. Además, en este caso para tener un movimiento rectilíneo del elemento cónico lo que se hace es poner un cilindro hidráulico interno con el cual el cono tendrá el movimiento deseado.

Tabla 2.2 Aspectos técnicos de las alternativas y la solución ideal [Elaboración propia]

Criterios Técnicos	ALT 1	ALT 2	ALT3	ALT4	ALT5	IDEAL
Función	3	3	3	3	3	4
Buen Uso de la Fuerza o Energía	2	2	3	2	3	4
Seguridad	3	3	3	3	3	4
Rapidez	2	3	3	2	3	4
Rigidez	3	3	3	2	2	4
Facilidad de montaje	2	3	2	2	2	4
Confiabilidad	2	2	3	2	2	4
Fácil adquisición de los materiales de fabricación	3	3	3	3	3	4
Fácil mantenimiento	2	2	3	2	2	4
Número de piezas	2	2	3	2	3	4
Complejidad	2	2	2	2	2	4
Lista de Exigencias	3	3	3	3	3	4
Suma Total	29	31	34	28	31	48

Luego de realizar una evaluación según los puntajes de la tabla 2.2 se llegó a la conclusión que el concepto de solución más adecuado es el número “3”.

Tabla 2.3 Descripción de puntajes. [Elaboración propia]

Descripción	Puntaje
No satisface	0
Aceptable a las justas	1
Suficiente	2
Bien	3
Muy bien	4

2.5 Proyecto Preliminar

Se realizaron 4 proyectos preliminares para el proyecto de solución óptimo determinado. Se procederá a presentar las características de cada proyecto preliminar.

- **Proyecto preliminar 1**

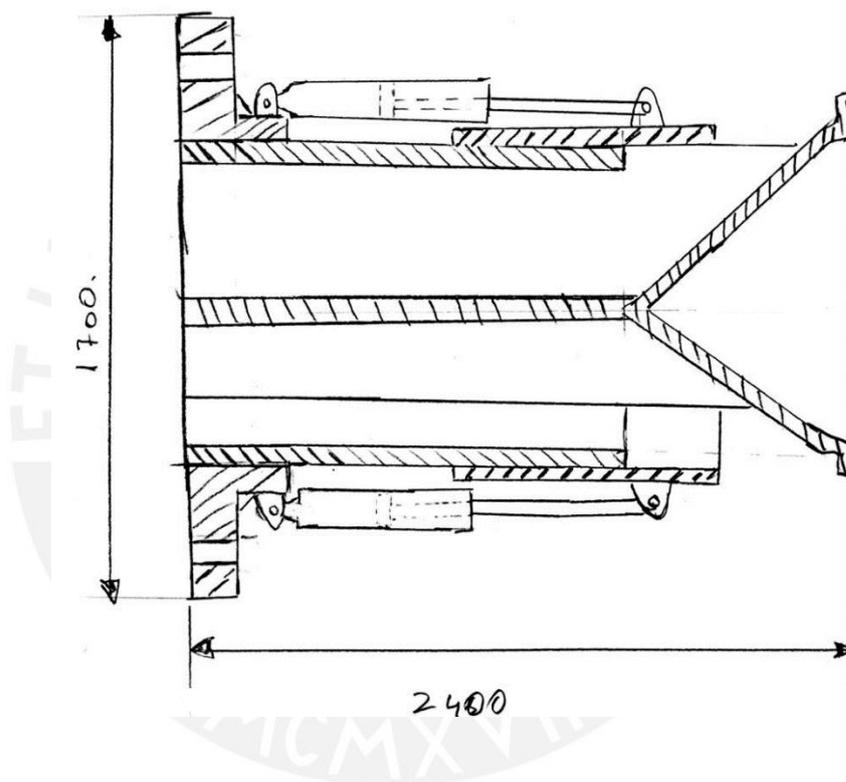


Figura 2.9: Proyecto preliminar 1 [Elaboración propia]

- Las medidas generales son: 1700 mm de ancho y 2400 mm de largo.
- El obturador (el cuerpo móvil) está siendo accionado por dos brazos hidráulicos que están instalados mediante pivotes en los dos extremos del brazo hidráulico.
- La guía del cuerpo móvil será directamente el cuerpo fijo.
- Los brazos hidráulicos son solidarios al cuerpo fijo por medio de un pivote que está unido al cuerpo fijo.

- El cono deflector tiene una terminación en L al final debido a que con eso la disipación de energía es más eficiente.

- **Proyecto preliminar 2**

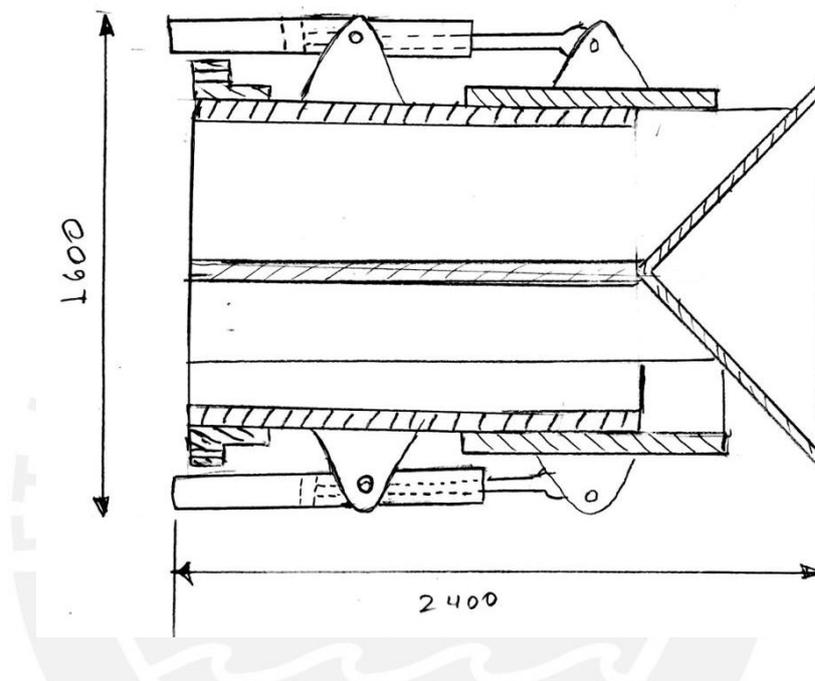


Figura 2.10: Proyecto preliminar 2 [Elaboración propia]

- Las dimensiones generales son: 1600 mm de ancho y 2400 mm de largo.
- El obturador está siendo accionado por dos brazos hidráulicos que están instalados mediante pivotes en un extremo y en el medio del brazo hidráulico.
- El cono deflector no tiene una forma especial al final, es simplemente un cono perfecto.

- Proyecto preliminar 3

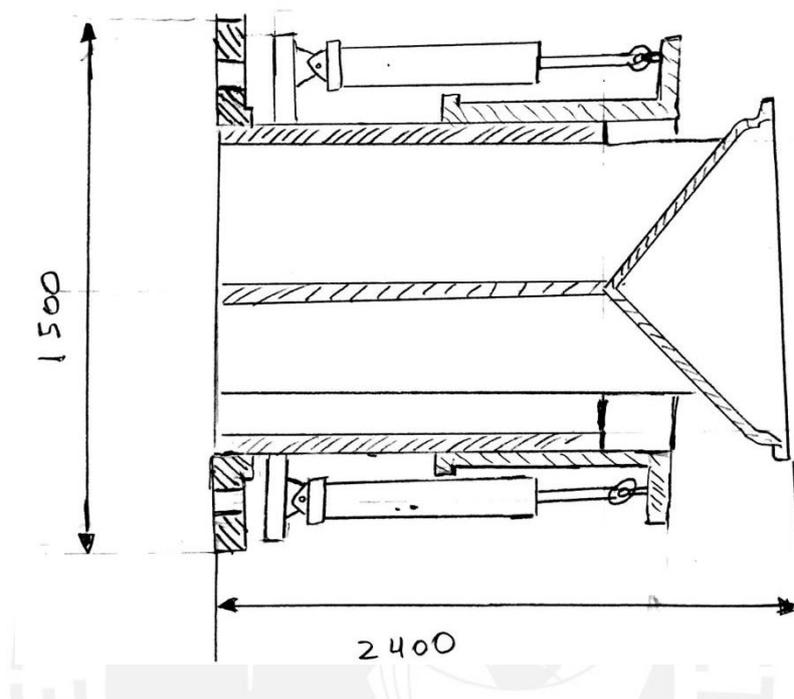


Figura 2.11: Proyecto preliminar 3 [Elaboración propia]

- Las dimensiones generales son: 1500 mm de ancho y 2400 mm de largo.
- El obturador está siendo accionado por dos brazos hidráulicos que están instalados mediante pivotes en los dos extremos del brazo hidráulico.
- El extremo fijo del brazo hidráulico se asienta en una superficie diferente que la superficie donde se ponen los pernos para el montaje. Esta tiene forma de corona que rodea la válvula.
- El cono deflector tiene una terminación en L al final debido a que con eso la disipación de energía es más eficiente.

- Proyecto preliminar 4

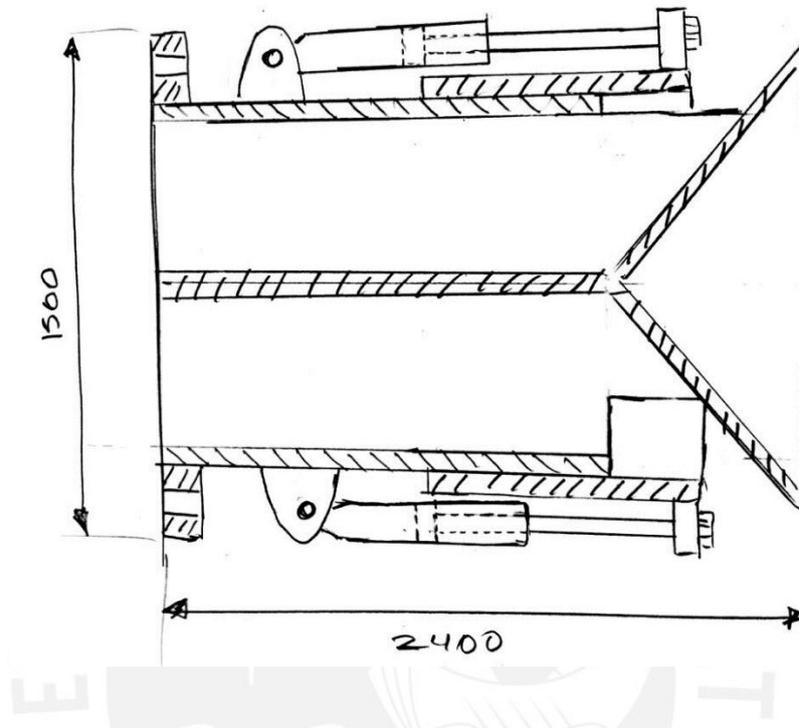


Figura 2.12: Proyecto preliminar 4 [Elaboración propia]

- Las dimensiones generales son: 1500 mm de ancho y 2400 mm de largo.
- El obturador está siendo accionado por dos brazos hidráulicos que están instalados mediante un pivote y una unión empernada.
- El cono deflector no tiene una forma especial al final, es simplemente un cono perfecto.

Tabla 2.4 Evaluación técnica de los proyectos preliminares [Elaboración propia]

DISEÑO MECÁNICO - EVALUACIÓN DE PROYECTOS											Área de Diseño	
Valor Técnico (Xi)												
Proyecto: Diseño de una Máquina para Mantenimiento de un Motor de Combustión Interna.												
p : puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225)												
0 = No satisface, 1 = Aceptable a las justas, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4 = Muy bien (ideal)												
g : es el peso ponderado y se da en función de la importancia de los criterios de evaluación												
Criterios de evaluación para diseños en fase de conceptos ó proyectos												
Variantes de Concepto / Proyectos			Solución 1		Solución 2		Solución 3		Solución 4		Solución ideal	
			S1		S2		S3		S4		ideal	
Nr.	Criterios de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1	Función	4	3	12	3	12	3	12	3	12	4	16
2	Buen uso de la fuerza y energía	3	3	9	2	6	2	6	2	6	4	12
3	Seguridad	4	3	12	1	4	2	8	1	4	4	16
4	Rapidez	3	2	6	2	6	2	6	2	6	4	12
5	Estabilidad	4	3	12	1	4	2	8	2	8	4	16
6	Fabricación	3	3	9	2	6	3	9	2	6	4	12
7	Manipulación	3	3	9	2	6	3	9	2	6	4	12
8	Confiabilidad	3	2	6	2	6	2	6	2	6	4	12
9	Facilidad de manejo	3	2	6	2	6	2	6	1	3	4	12
10	Transportabilidad	3	2	6	2	6	2	6	2	6	4	12
11	Complejidad	3	2	6	1	3	2	6	2	6	4	12
12	Grado de Contaminación	2	2	4	2	4	2	4	2	4	4	8
13	Montaje y desmontaje	3	2	6	2	6	2	6	2	6	4	12
Puntaje máximo Σp o Σgp			32	103	24	75	29	92	25	79	52	164
Valor Técnico (Xi)			0.63		0.46		0.56		0.48		1	
Orden			1		4		2		3		1	

Tabla 2.5 Evaluación económica de los proyectos preliminares [Elaboración propia]

DISEÑO MECÁNICO - EVALUACIÓN DE PROYECTOS											Área de Diseño		
Valor Económico (Yi)													
Proyecto: Diseño de un banco de motor													
p : puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225)													
0 = No satisface, 1 = Aceptable a las justas, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4 = Muy bien (ideal)													
g : es el peso ponderado y se da en función de la importancia de los criterios de evaluación													
Criterios de evaluación para diseños en fase de conceptos ó proyectos													
Variantes de Concepto / Proyectos				Solución 1		Solución 2		Solución 3		Solución 4		Solución 4	
				S1		S2		S3		S4		ideal	
Nr.	Criterios de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	
1	Número de Piezas	3	3	9	2	6	2	6	2	6	4	12	
2	Fácil adquisición	3	3	9	3	9	3	9	3	9	4	12	
3	Productividad	3	2	6	2	6	2	6	2	6	4	12	
4	Costos Diversos	3	2	6	1	3	1	3	2	6	4	12	
5	Número de Operarios	2	3	6	3	6	3	6	3	6	4	8	
6	Costo de Tecnología	3	2	6	2	6	2	6	2	6	4	12	
7	Mantenimiento	2	2	4	1	2	2	4	1	2	4	8	
8	Costo de Operación	3	2	6	2	6	2	6	2	6	4	12	
9	Plazo de entrega	4	2	12	2	8	2	8	2	8	4	16	
Puntaje máximo Σp o Σgp				21	64	18	52	19	54	19	55	36	104
Valor económico yi				0.62		0.50		0.52		0.53		1	
Orden				1		3		4		2			

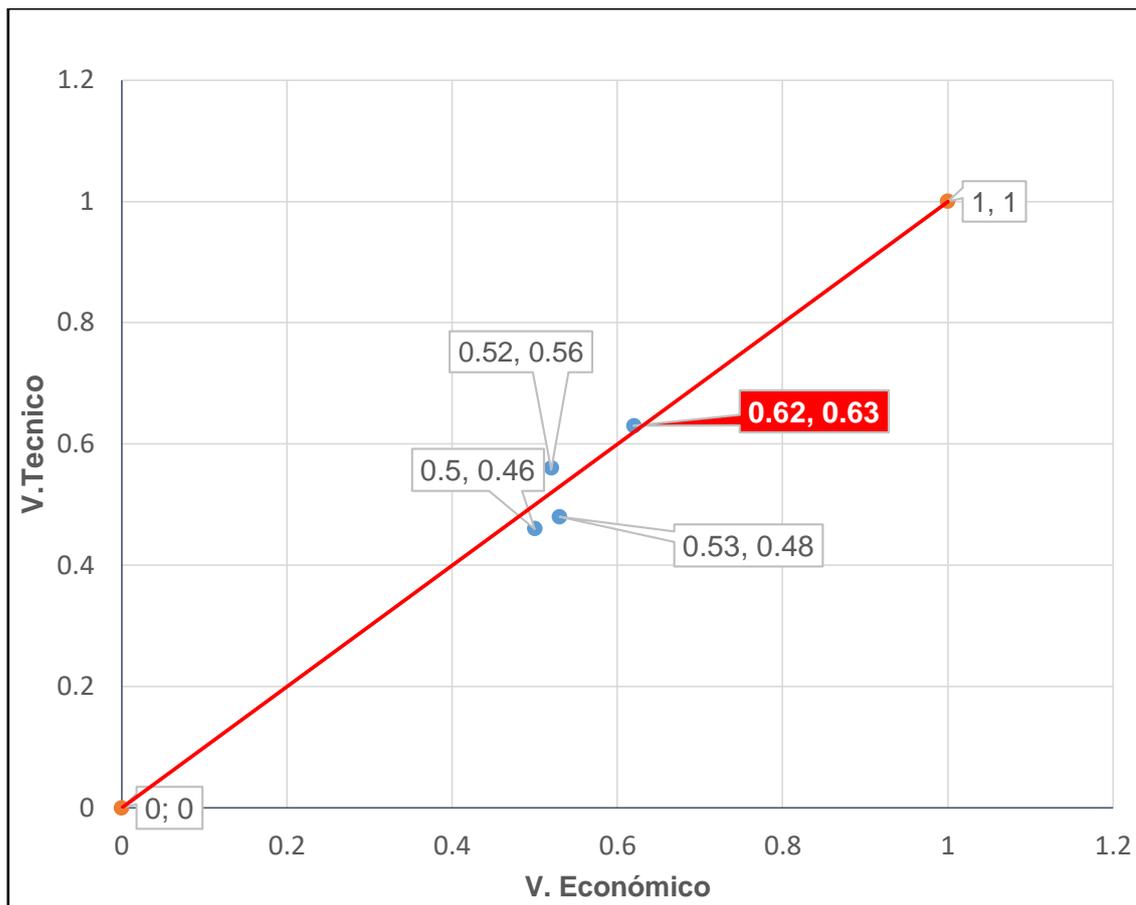


Figura 2.13: Diagrama de evaluación según norma VDI 2221 [Elaboración propia]

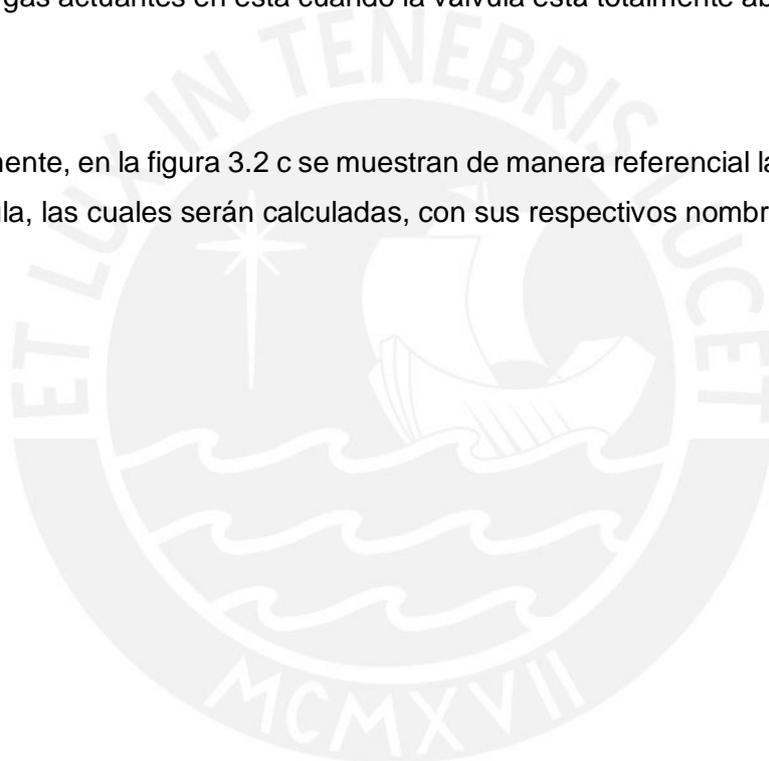
Como se puede observar en el gráfico la opción con los valores (0.62;0.63) es la opción más conveniente ya que está es la más próxima a la línea de 45° (solución ideal). Es por ello que se selecciona el proyecto preliminar 1 como proyecto preliminar óptimo.

CAPÍTULO 3: DISEÑO MECÁNICO

En el presente capítulo se desarrollarán los cálculos que justifican el diseño de la válvula. Por otro lado, se realiza la selección de diferentes elementos normalizados.

El orden de los cálculos que se propone se puede observar en la figura 3.1, que incluye análisis hidrodinámico y estático. Además, en la figura 3.2a y 3.2b se muestra la válvula con las cargas actuantes en esta cuando la válvula está totalmente abierta y totalmente cerrada.

Adicionalmente, en la figura 3.2 c se muestran de manera referencial las diversas partes de la válvula, las cuales serán calculadas, con sus respectivos nombres.



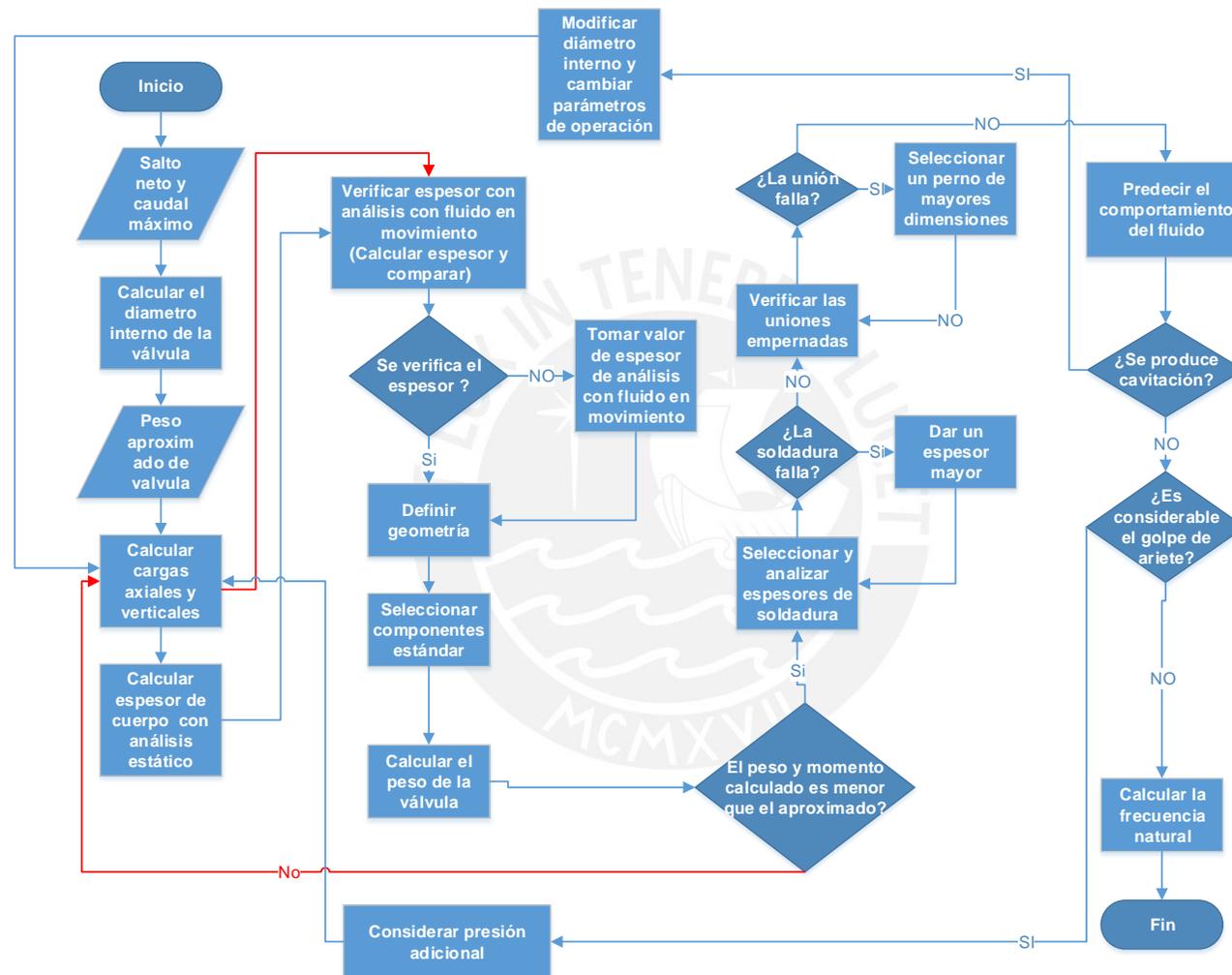


Figura 3.1: Diagrama de flujo de diseño [Elaboración Propia]

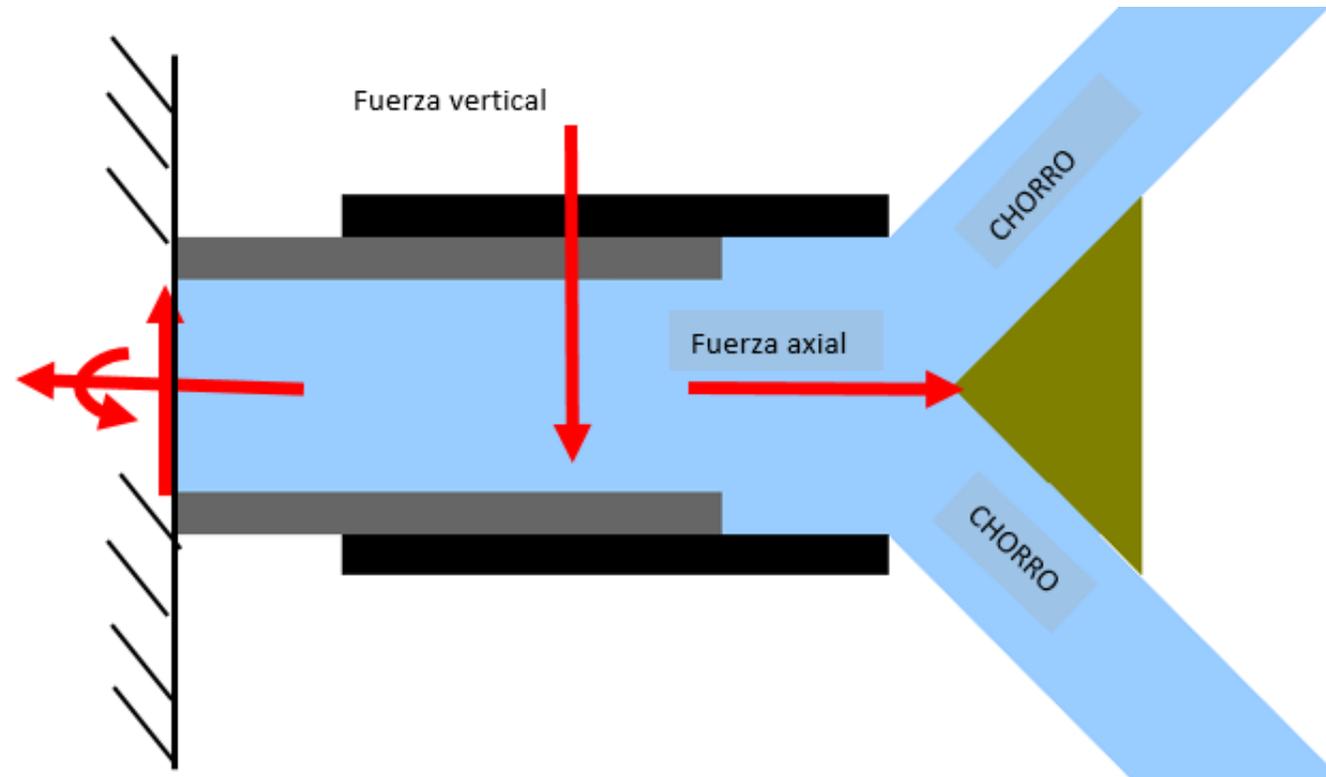


Figura 3.2 a: Diagrama de cuerpo libre válvula totalmente abierta [Elaboración Propia]

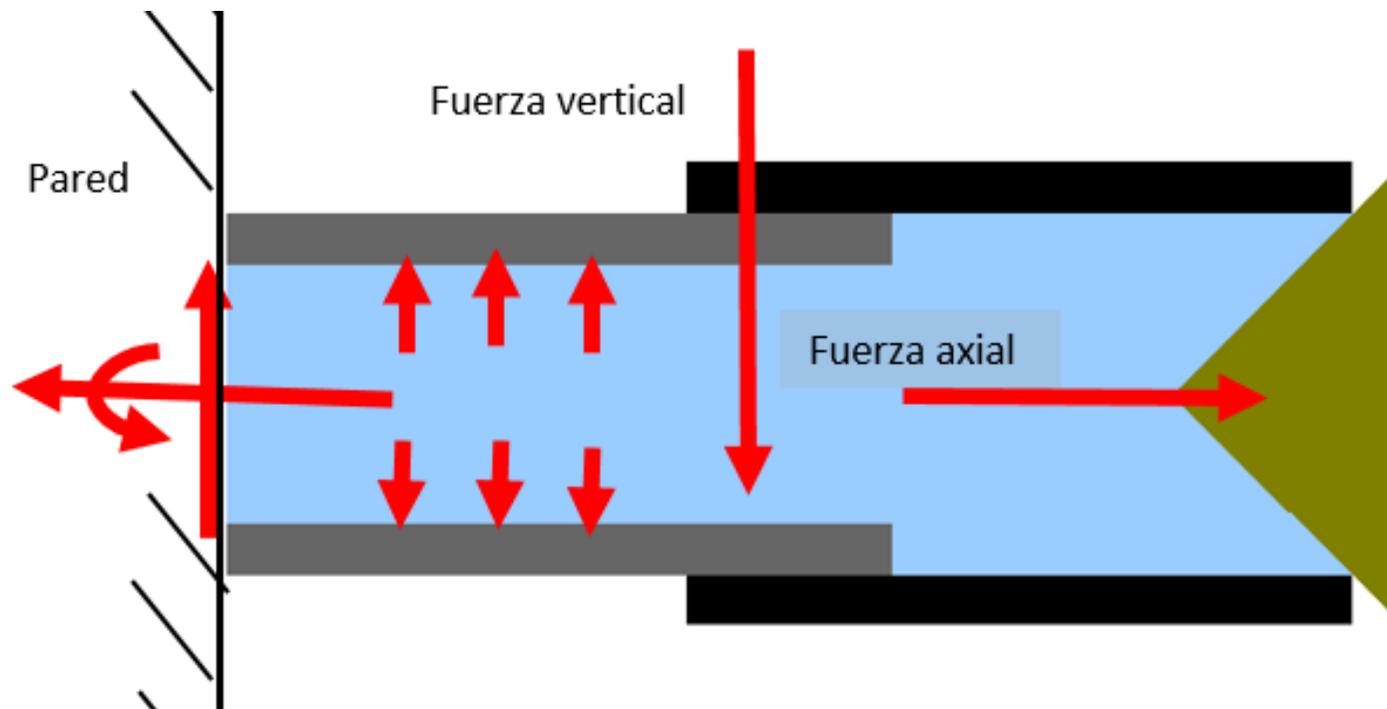


Figura 3.2 b: Diagrama de cuerpo libre válvula totalmente cerrada [Elaboración Propia]

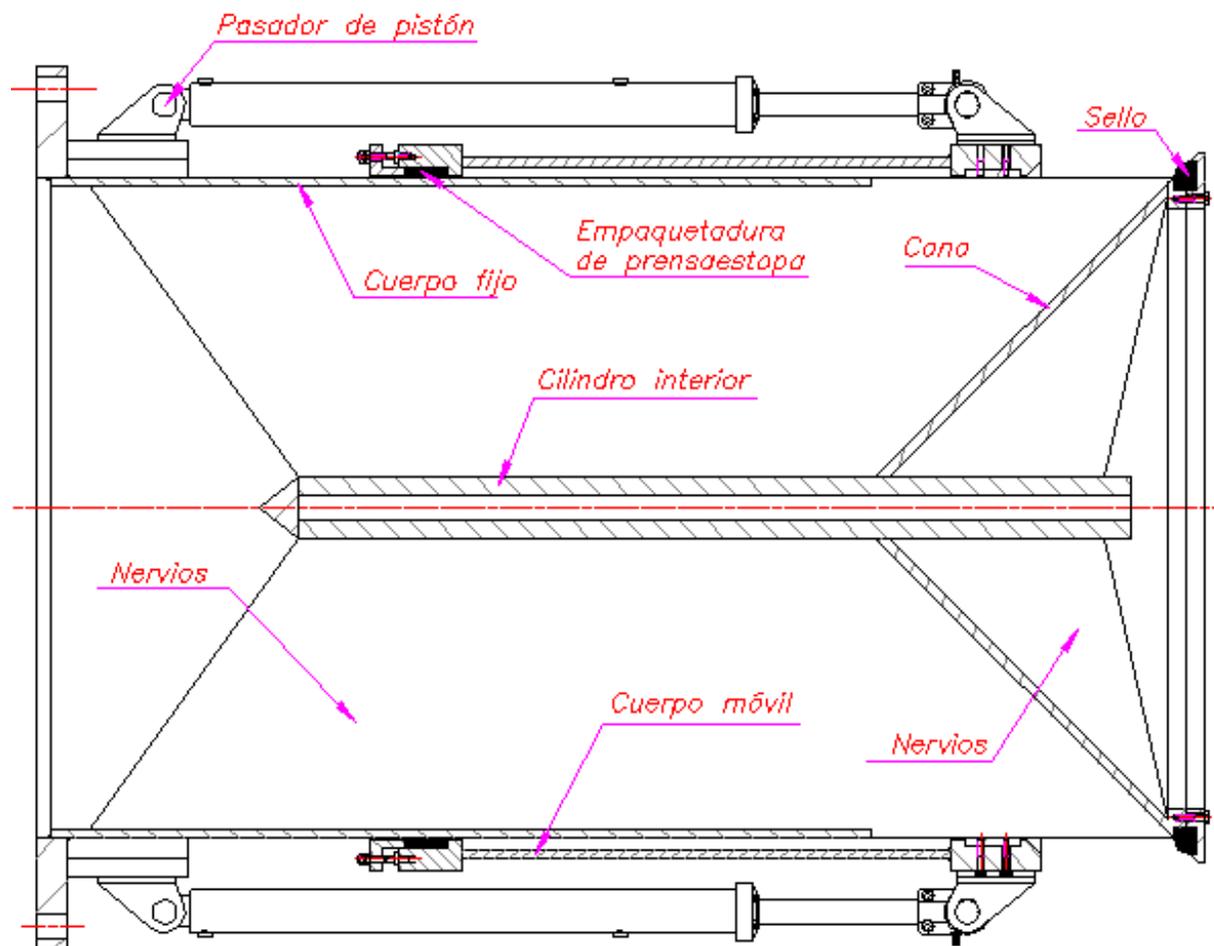


Figura 3.2 c: Diferentes partes de la válvula [Elaboración Propia]

3.1 Determinación geométrica de la válvula y cálculos hidráulicos

- Determinación de diámetro interno de la válvula

La geometría de la válvula se calcula mediante la ecuación de caudal (3.1) [1, p. 6]. A la ecuación mencionada se reemplazará valores $Q = 15 \text{ m}^3/\text{s}$ y $H_{\text{neto}} = 20 \text{ m}$ y un valor de coeficiente de descarga de $C = 0.85$ [1, p. 7] cuando la válvula está totalmente abierta. Además, se considera que el cono tiene un ángulo interno de 90° [2, p. 32]. Este genera que el flujo se deflecte 45° , hace que la fuerza radial y axial sean iguales, haciendo que los esfuerzos se alivien. Por otro lado, la distancia recorrida (X) para cerrar la válvula y el material usado en el cono son cantidades mínimas con el ángulo seleccionado.

$$D_1 = 1.065 \text{ m} \quad (3.1)$$

$$Q = C \times \sqrt{2 \times g \times H_{\text{neto}}} \times \pi \times \frac{D_1^2}{4}$$

$$15 = 0.85 \times \sqrt{2 \times 9.81 \times 20} \times \pi \times \frac{D_1^2}{4}$$

- Cálculo de longitud (x : según figura 3.3) para evitar aumentos de velocidad por contracciones según la ecuación 3.2 [3, p. 438] y 3.3.

$$f_o = 2 \times \pi \times \frac{x}{\sqrt{2}} \times \left(\frac{D_1}{2} - \frac{x}{4} \right) \quad (3.2)$$

$$f_o = \pi \times \frac{D_1^2}{4} \quad (3.3)$$

$$x = 0.488 \text{ m}$$

$$f_o: \text{Área de salida de chorro hueco} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)$$

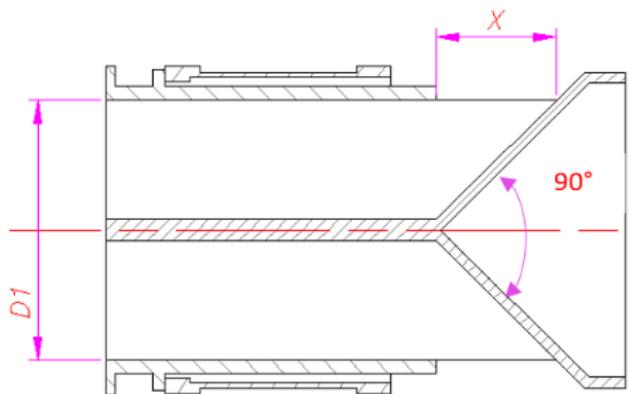


Figura 3.3: Válvula de chorro hueco [Elaboración Propia]

3.2 Determinación de las cargas axiales en la válvula

Se considera el caso más crítico con respecto a carga axial cuando la válvula está completamente cerrada (figura 3.4) ya que en esta posición las cargas son máximas. Se procede a calcular la presión interna en la válvula y la fuerza axial.

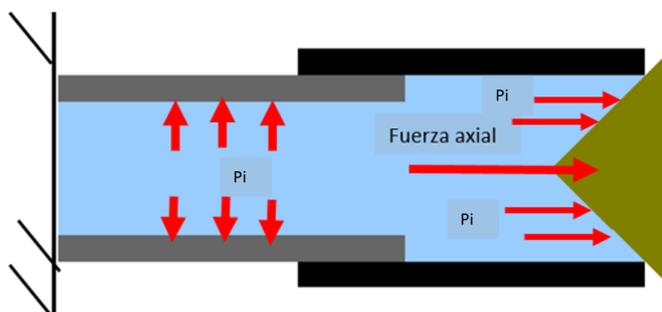


Figura 3.4: Carga axial [Elaboración Propia]

$$P_i = \frac{\rho \times g \times H_{\text{neto}}}{10^6} \quad (3.4)$$

$$P_i = \frac{1000 \times 9.81 \times 20}{10^6} = 0.1962 \text{ Mpa}$$

$$F_{\text{ax}} = P_i \times \frac{\pi \times D_1^2}{4} \times 1000 \quad (3.5)$$

$$F_{\text{ax}} = 0.1962 \times \frac{\pi \times 1065^2}{4} \times 1000 = 174.78 \text{ kN}$$

$$F_{\text{ax}} = 174.78 \text{ kN}$$

3.3 Determinación de las cargas verticales

Se considera el caso de válvula totalmente cerrada (figura 3.5) para este cálculo. Además, la carga vertical que la afecta está compuesta por el peso del agua dentro de la válvula y el peso de la válvula en sí (el cuerpo y los componentes extras). Las hipótesis hechas para este cálculo son: peso de parte metálica y componentes de 12 toneladas y largo total de 2.4 m (usado para hallar el peso total del agua dentro de la válvula). Las hipótesis mencionadas anteriormente son características de una válvula de 1.2 m de

diámetro nominal [4, p. 9]. Además, en la figura 3.6 se muestra la válvula, como cuerpo empotrado, afectada por la fuerza vertical y axial.

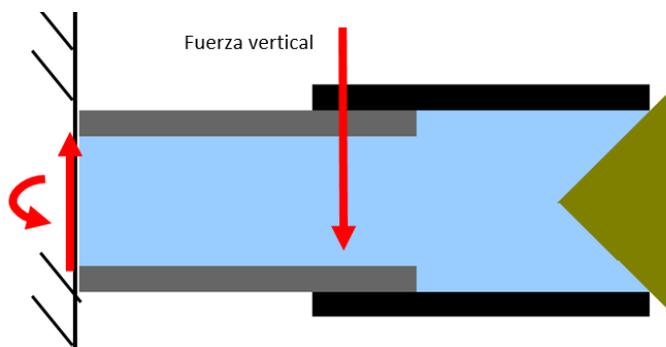


Figura 3.5: Carga vertical [Elaboración Propia]

$$W_{\text{valv}} = 12000 \text{ Kg} = 117720 \text{ N (hipotesis)}$$

$$L = 2.4 \text{ m (hipotesis)}$$

$$D_1 = 1.065 \text{ m (c\u00e1lculado en 3.1)}$$

$$W_{\text{agua}} = \rho_{\text{agua}} \times \left(\pi \times \frac{D_1^2}{4} \times L - \pi \times \frac{D_1^2}{4} \times \frac{D_1}{2} \times \frac{1}{3} \right) \times g \quad (3.6)$$

$$W_{\text{agua}} = 1000 \times \left(\pi \times \frac{1.065^2}{4} \times 2.4 - \pi \times \frac{1.065^2}{4} \times \frac{1.065}{2} \times \frac{1}{3} \right) \times 9.81$$

$$W_{\text{agua}} = 19422.26 \text{ N}$$

$$F_v = \frac{W_{\text{agua}} + W_{\text{valv}}}{1000} \quad (3.7)$$

$$F_v = 137.14 \text{ kN}$$

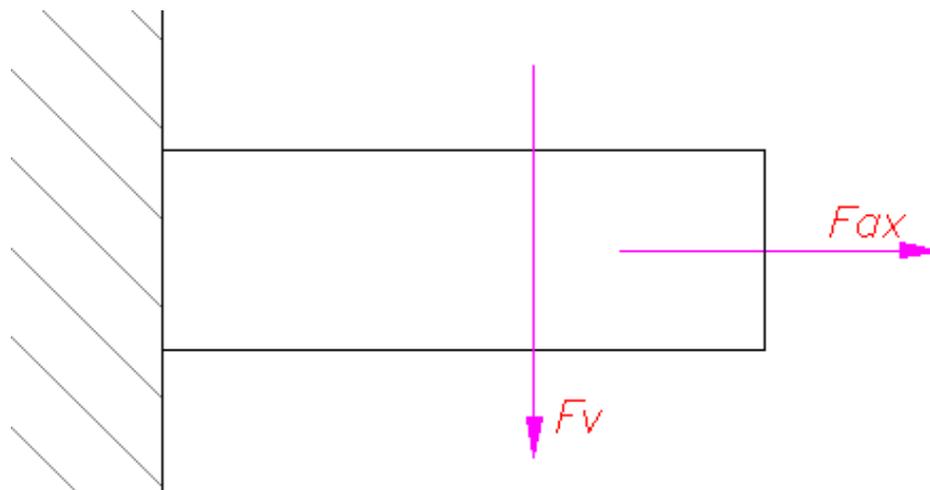


Figura 3.6: Válvula con fuerza axial y vertical [Elaboración Propia]

3.4.- Cálculo de espesor con análisis con fluido estático

El análisis estático presentado en esta tesis se basa en las cargas de fuerzas verticales y axiales halladas anteriormente para el caso más crítico considerado: válvula totalmente cerrada, como se muestra en la figura 3.7. A continuación, se determinarán los espesores mínimos requerido para esta condición.

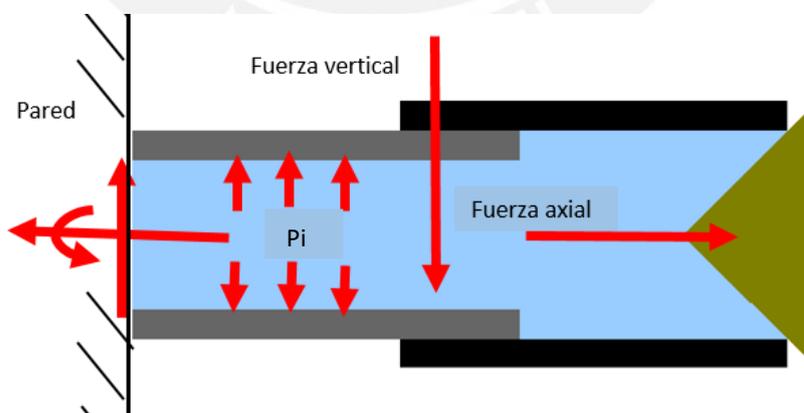


Figura 3.7: Válvula sometida a cargas estáticas [Elaboración Propia]

3.4.1 Análisis de válvula sometida a flexión y fuerza axial

La instalación más crítica de la válvula de chorro hueco es cuando se la ubica en voladizo. En la figura 3.8 se puede apreciar la válvula como un cuerpo en voladizo empotrado afectado por la fuerza vertical y axial. Se toma la hipótesis de que el centro de masa (CM) se ubica a $\frac{3}{4}$ de la longitud total de la válvula con respecto al empotramiento. Luego se recalculará el centro de masa cuando se tenga la válvula diseñada y se tenga medidas de esta.

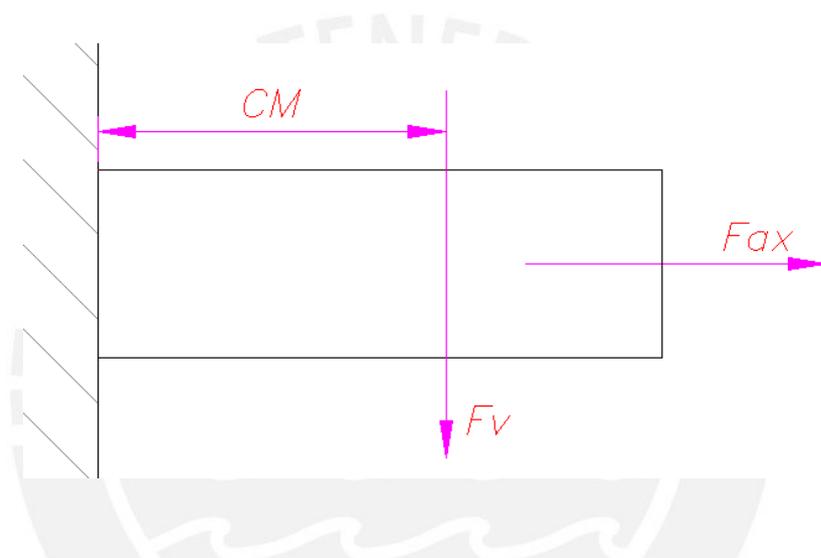


Figura 3.8: Válvula modelada como elemento empotrado [Elaboración Propia]

En los cálculos de los puntos 3.2 y 3.3 se determinó tanto la fuerza axial como la fuerza vertical total que soporta la válvula en la condición más crítica que es cuando está cerrada.

$$F_{ax} = 174.78 \text{ kN}$$

$$F_v = 137.14 \text{ kN}$$

Debido a que se calculó geoméricamente el diámetro de la válvula se tiene este valor como parámetro de entrada para las demás ecuaciones de resistencia.

$$D_1 = 1065 \text{ mm}$$

Se tiene el diagrama de cuerpo libre de la válvula asumiendo un cuerpo empotrado.

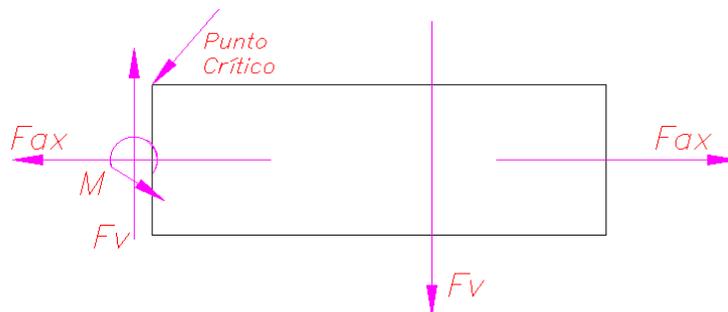


Figura 3.9: Diagrama de cuerpo libre de la válvula empotrada [Elaboración Propia]

Se puede deducir de la figura 3.9 que el momento flector máximo se da en el empotramiento y se considera el punto crítico mostrado en la figura 3.11. Se procede a calcular un espesor mínimo de cuerpo de la válvula con este análisis de fluido estático hallando los esfuerzos que actúan en el punto crítico. Además, se considera el efecto de flexión y esfuerzos provocados por presión interna como se muestra en las figuras 3.10 y 3.11. En la figura 3.12 se puede observar el círculo de Mohr y el elemento diferencial del punto crítico. Adicionalmente, el círculo de Mohr mencionado anteriormente se construye con la hipótesis de la ecuación 3.14 la cual conlleva a seguir las ecuaciones posteriores y calcular un diámetro exterior D_2 . Posteriormente se procede a comprobar la hipótesis y si esta se cumple se procederá a calcular el espesor mínimo considerando el coeficiente de desgaste (CD) [5] de 3 mm. Si se da el caso de que con el diámetro exterior no se cumple la hipótesis se deberán rehacer los cálculos ubicando el esfuerzo en el eje Z fuera de los límites de los esfuerzos principales del plano XY. En este caso se demuestra que sí se cumple la hipótesis ya que el esfuerzo principal σ_1 es mayor que el esfuerzo en el eje Z. En consecuencia, se procede a dar un espesor mínimo calculado para este fenómeno con las ecuaciones mostradas. Se recomienda ver las figuras 3.10, 3.11 y 3.12 mostradas líneas abajo para seguir de mejor manera los cálculos. Además, se considerará acero AISI 316L para la válvula ya que este es adecuado para trabajar con válvulas por sus propiedades [6].

D_1 : Diametro interno de la válvula (mm)

F_v : Fuerza vertical (kN):

CM: Centro de masa (CM)

F_{ax} : Fuerza axial (kN)

p_i : Presión interna de la válvula (Mpa)

El punto crítico está sometido a:

-Esfuerzo de Tracción (Causado por: F_x)

-Esfuerzo de flexión (Causado por: M)

-Esfuerzo de cortel (Causado por: F_v)

-Esfuerzo tangencial (Causado por: p_i)

Consideraciones

$D_1 = 1065 \text{ mm}$
 $F_v = 137.14 \text{ kN}$
 $CM = 1800 \text{ mm}$
 $F_{ax} = 174.78 \text{ kN}$
 $\sigma_f = 216 \text{ Mpa [6]}$
 (AISI 316 L)
 $FS = 3 [7]$
 $CD = 3 \text{ mm}$
 $pi = 0.1962 \text{ Mpa}$

Flexión

$$I = \pi \times \frac{D_2^4 - D_1^4}{64}$$

$$A = \pi \times \frac{D_2^2 - D_1^2}{4}$$

$$c = \frac{D_2}{2}$$

$$M = F_v \times CM \times 1000$$

$$\sigma_m = \frac{M \times c}{I}$$

Tracción

$$\sigma_{ax} = \frac{F_{ax}}{A}$$

$$\sigma_1 > \sigma_z \text{ (hipotesis)}$$

$$\sigma_x = \sigma_m + \sigma_{ax}$$

Corte

$$\tau = \frac{F_v}{A}$$

Ecuaciones y resultado

$$(3.8) \quad \sigma_1 = \frac{\sigma_x}{2} + \left(\frac{\sigma_x^2}{4} + \tau^2 \right)^{0.5} \quad (3.17)$$

$$(3.9) \quad \sigma_2 = \frac{\sigma_x}{2} - \left(\frac{\sigma_x^2}{4} + \tau^2 \right)^{0.5} \quad (3.18)$$

Esfuerzo Tangencial

$$(3.10) \quad \sigma_z = \frac{D_1 \times pi}{D_2 - D_1} \quad (3.19)$$

$$(3.11) \quad \sigma_{eq} = \sigma_1 - \sigma_2 \quad (3.20)$$

Tensión de comparación

$$(3.12) \quad \sigma_{adm} = \frac{\sigma_f}{FS} \quad (3.21)$$

$$(3.13) \quad \sigma_{eq} < \sigma_{adm} \text{ (despejar } D_2) \quad (3.22)$$

$$(3.14) \quad \sigma_1 > \sigma_z \text{ (comprobar)}$$

$$(3.15) \quad t_{min} = \frac{D_2 - D_1}{2} + CD \quad (3.23)$$

$$\mathbf{t_{min} = 7.66 \text{ mm}}$$

$$\sigma_1 = 71.63 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_z = 22.41 \text{ Mpa}$$

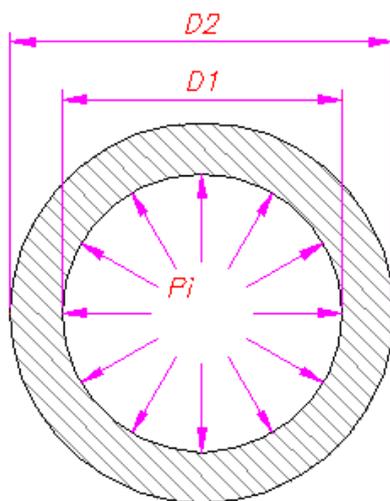


Figura 3.10: Cuerpo fijo [Elaboración Propia]

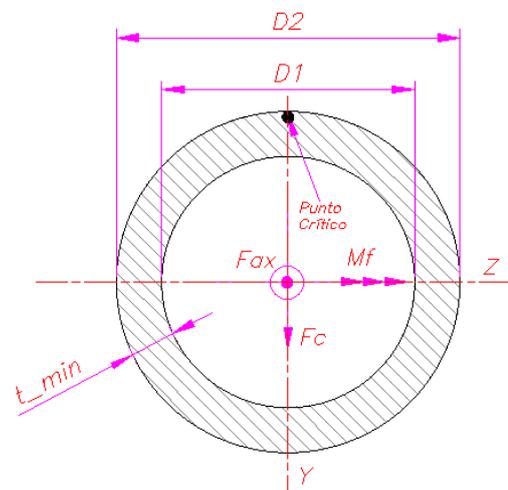


Figura 3.11: Sección crítica [Elaboración Propia]

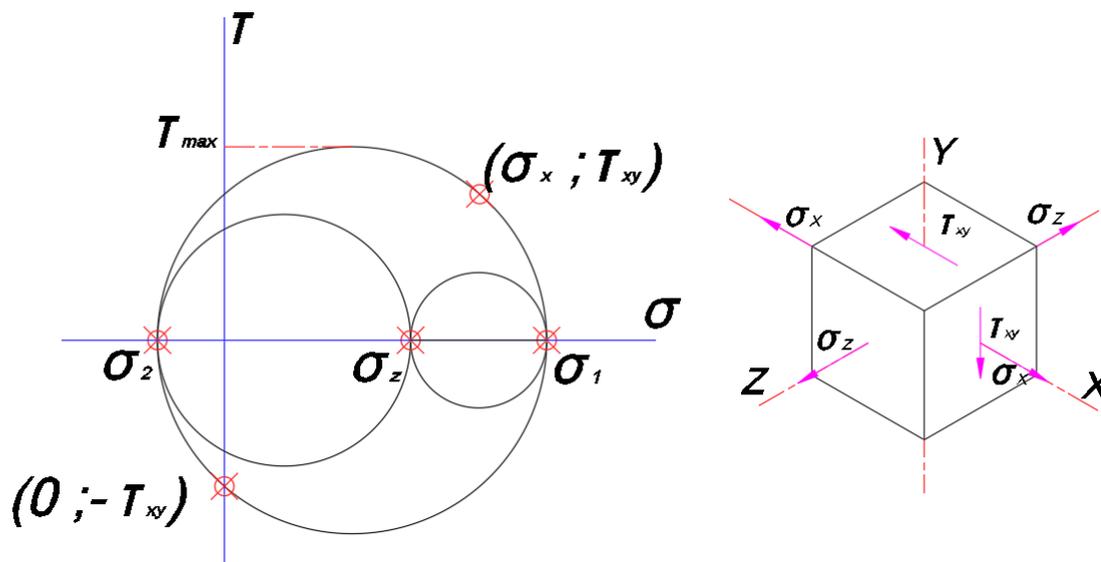


Figura 3.12: Circulo de Mohr del punto crítico [Elaboración Propia]

3.4.2 Análisis de presión en el cono deflector

El cono deflector estará afectado por presión estática máxima en la condición más crítica la que es cuando la válvula está completamente cerrada. Es por ello que se usa la expresión para superficies cónicas sometidas a presiones externas de la ecuación 3.27 [8, p. 7]. Por otro lado, se aplicará un aumento al espesor por desgaste (CD) [5] de 3 mm. En la figura 3.13 se puede apreciar el efecto de la presión sobre el cono deflector.

Consideraciones

$D_1 = 1065 \text{ mm}$
 $\sigma_f = 216 \text{ Mpa}$ [6]
 (AISI 316L)
 $\phi = 45^\circ (90^\circ/2)$
 $FS = 3$
 $p_i = 0.1962 \text{ Mpa}$
 $CD = 3 \text{ mm}$

Ecuaciones y resultado

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_f}{FS} \quad (3.24)$$

$$p = \frac{p_i}{\cos(\phi)} \quad (3.25)$$

$$r = \frac{D_1 + 2 \times t}{2} \quad (3.26)$$

$$\sigma_t = \frac{p \times r}{t} \quad (3.27)$$

$$\sigma_t < \sigma_{adm} \quad (3.28)$$

$$t_{\min\text{cono}} = t + CD \quad (3.29)$$

$$t_{\min\text{cono}} = 5.06 \text{ mm}$$

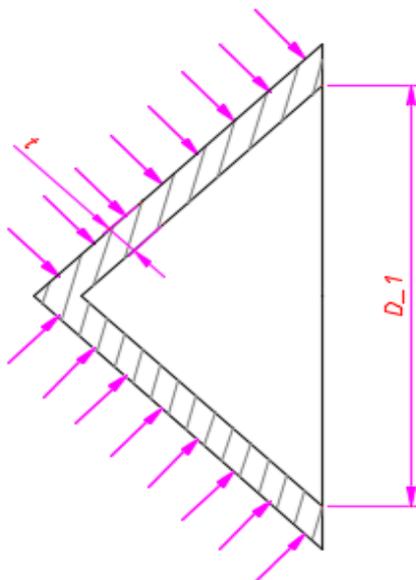


Figura 3.13: Cono [Elaboración Propia]

3.5 Cálculo de espesor con análisis con fluido en movimiento

En el análisis con fluido en movimiento se consideran dos casos: el análisis de la válvula considerando el cono un deflector estacionario y el análisis por vibraciones cuando la válvula está completamente abierta. Adicionalmente, el primer fenómeno mencionado es mostrado de manera clara en las figuras 3.14 y 3.15.

- **Análisis considerando el cono como un deflector estacionario**

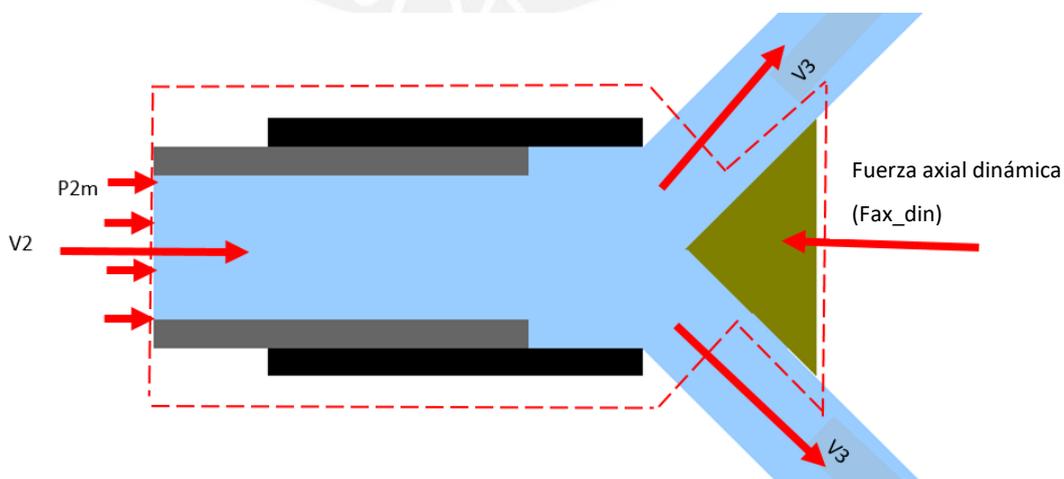


Figura 3.14: Deflector estacionario [Elaboración Propia]

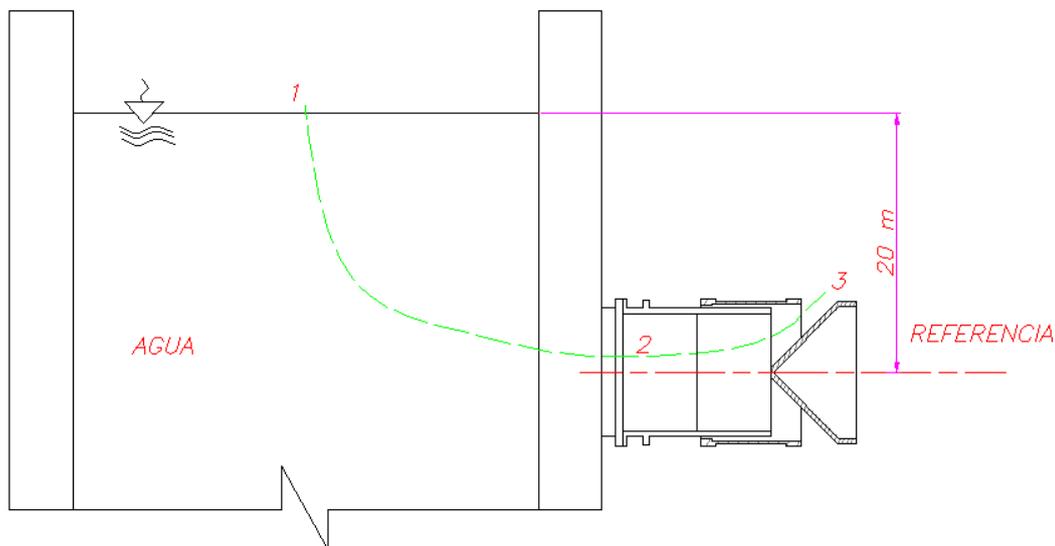


Figura 3.15: Representación del fenómeno [Elaboración Propia]

En este caso, se consideran ecuaciones de conservación de energía y masa en estado estacionario y despreciando las fuerzas de fricción. Además, es importante mencionar que las ecuaciones de conservación de energía y continuidad se usan en pruebas empíricas de este tipo de válvulas teniendo una buena aproximación en los resultados finales [9, pp. 23-26], [10]. Por otro lado, se usan coeficientes de descarga (K_{fabr}) que son válidos para diversos tamaños de válvula [1, p. 7]. Con estos coeficientes y las ecuaciones de conservación de energía y conservación de masa se puede describir el comportamiento del fluido a diferentes porcentajes de apertura. A continuación, se presentará un ejemplo de cálculo para un porcentaje de apertura de 50%. Se procede a mostrar las ecuaciones utilizadas para el fenómeno físico mostrado en las figuras 3.14 y 3.15.

Entre el punto 2 y 3 (Conservación de energía)

$$\frac{P_2}{\rho \times g} + \frac{V_2^2}{2 \times g} + Z_2 = \frac{P_3}{\rho \times g} + \frac{V_3^2}{2 \times g} + k \times \frac{V_3^2}{2 \times g} + Z_3 \quad (3.30)$$

Entre el punto 1 y 3 (Conservación de energía)

$$\frac{P_1}{\rho \times g} + \frac{V_1^2}{2 \times g} + Z_1 = \frac{P_3}{\rho \times g} + \frac{V_3^2}{2 \times g} + k \times \frac{V_3^2}{2 \times g} + Z_3 \quad (3.31)$$

$$V_3 = \sqrt{\frac{1}{k+1}} \times \sqrt{2 \times g \times Z_1}$$

Los coeficientes de descarga (K_{fabr} en unidades imperiales) son datos de entrada y con ello se halla el coeficiente C (en unidades del sistema métrico) y luego el caudal de salida con la ecuación experimental 3.33 [1, p. 6], [9, p. 23] .

$$C = \frac{K_{fabr} \times 4}{\sqrt{2} \times 32.2 \times \pi} \quad (3.32)$$

$$Q = C \times \sqrt{2 \times g \times Z_1} \times A_2 \quad (3.33)$$

$$Q = V_3 \times A_3 = V_2 \times A_2 \quad (\text{continuidad}) \quad (3.34)$$

Ecuación de área de descarga [3, p. 438] y fuerza axial basado en la ecuación de cantidad de movimiento según [11, p. 154]

$$A_3 = 2 \times \pi \times \frac{x}{\sqrt{2}} \times \left(\frac{d}{2} - \frac{x}{4}\right) \quad (3.35)$$

$$F_{ax_din} = \frac{\rho_{agua} \times Q \times (V_2 - V_3 \times \cos(\phi)) + P_{2m} \times A_2}{1000} \quad (3.36)$$

Remplazando para una apertura de 50% con los datos de entrada de la tabla 3.1 (columnas amarillas) según [1, p. 7] para coeficiente de descarga (K_{fabr}) y según [9, p. 27] para los datos de entrada restantes ($X/D1$, %A).

$$C = \frac{3.72 \times 4}{\sqrt{2} \times 32.2} = 0.59$$

$$Q = 0.59 \times \sqrt{2 \times 9.81 \times 20} \times \pi \times \frac{1.065^2}{4} = 10.40 \frac{m^3}{s}$$

$$X = 1.065 \times 0.26 = 0.28 \text{ m}$$

$$A_3 = 2 \times \pi \times \frac{0.28}{\sqrt{2}} \times \left(\frac{1.059}{2} - \frac{0.28}{4} \right) = 0.57 \text{ mm}^2$$

$$Q = V_3 \times 0.57 = V_2 \times \pi \times \frac{1.065^2}{4} = 10.40 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$V_2 = 11.68 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{y} \quad V_3 = 18.12 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$V_3 = 18.12 = \sqrt{\frac{1}{k+1}} \times \sqrt{2 \times 9.81 \times 20} \rightarrow k = 0.19$$

$$\frac{P_2}{1000 \times 9.81} + \frac{11.68^2}{2 \times 9.81} + 0 = \frac{100000}{1000 \times 9.81} + \frac{18.12^2}{2 \times 9.81} + 0.19 \times \frac{18.12^2}{2 \times 9.81} + 0$$

$$P_2 = 227999.94 \text{ Pa}$$

$$P_{2m} = 127999.94 \text{ Pa}$$

$$F_{\text{ax_din}} = \frac{1000 \times 10.40 \times (11.68 - 18.12 \times \cos(45)) + 127999.94 \times \pi \times \frac{1.065^2}{4}}{1000}$$

$$F_{\text{ax_din}} = 102.20 \text{ kN}$$

%Ap: Porcentaje de apertura

P_{2m}: Presión manométrica en punto 2

K_{fabr}: Coeficiente de descarga

F_{ax_din}: Fuerza axial debido a análisis dinámico

X/D1: Relación de longitud de descarga y diámetro

A₃: Área de descarga m²

Tabla 3.1: Resultados del análisis hidrodinámico [Elaboración Propia]

% Ap	X/D1	X (m)	K_fabr	V ₃ (m/s)	A ₃ (m ²)	Q (m ³ /s)	V ₂ (m/s)	P _{2m} Pa	F _{ax_din} (kN)
10.00	0.09	0.10	0.88	10.92	0.23	2.47	2.77	192357.88	159.14
20.00	0.14	0.15	1.70	14.88	0.32	4.76	5.34	181926.48	137.40
30.00	0.18	0.19	2.35	16.11	0.41	6.59	7.40	168831.80	124.06
40.00	0.22	0.23	3.15	17.86	0.49	8.82	9.90	147193.41	107.04
50.00	0.26	0.28	3.72	18.12	0.57	10.40	11.68	127999.94	102.20
60.00	0.30	0.32	4.28	18.45	0.65	11.99	13.46	105599.72	99.03
70.00	0.35	0.37	4.72	18.34	0.72	13.23	14.85	85981.84	101.48
80.00	0.39	0.41	5.04	17.90	0.79	14.11	15.84	70792.91	107.95
90.00	0.43	0.46	5.25	17.28	0.85	14.70	16.50	60070.58	116.48
100.00	0.47	0.50	5.35	16.49	0.91	14.99	16.83	54623.85	126.08

Se puede observar en la tabla 3.1 que la fuerza axial es siempre menor que la calculada cuando la válvula está completamente cerrada. En consecuencia, podemos decir que la válvula completamente cerrada es un caso más crítico en términos de cargas máximas.

- **Análisis por vibraciones**

Para este análisis se considerará que se usaran cuatro nervios radiales internos (los cuales unen el cono y el cilindro rolado del cuerpo fijo), se analizará el comportamiento de esta geometría con el coeficiente de Mercer (C_m) [12, p. 6] , [9, p. 51] y se determinará el espesor de los nervios internos de la válvula y del cuerpo. El parámetro de Mercer es el resultado del estudio realizado por Mercer para evitar que se llegue a la frecuencia natural y así evitar la resonancia. Los responsables de este fenómeno serían las fuerzas internas al cuerpo fijo generadas por el flujo de agua a cierta velocidad. En la figura 3.16 se puede apreciar el fenómeno de vibraciones que sufre la válvula de chorro hueco. Por otro lado, en el presente análisis se considera como material base el acero inoxidable 316L ya que es el que tiene las propiedades más adecuadas para la válvula. Además, en la figura 3.17 se puede apreciar la condición en que se da este fenómeno.

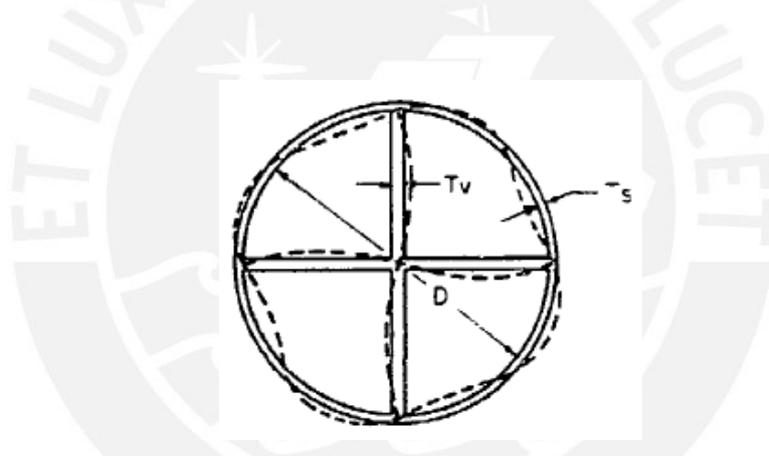


Figura 3.16: Deformación por vibración [3, p. 455]

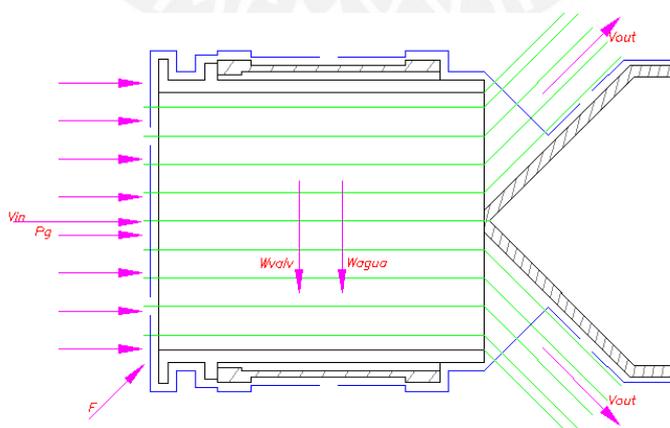


Figura 3.17: Válvula totalmente abierta [Elaboración Propia]

Usaremos el parámetro de Mercer tal como se muestra en la ecuación 3.37 [12, p. 6] :

$$C_m = \frac{Q_{\max}}{C_v \times D \times T_v} \times \frac{1}{\sqrt{E/\rho}} \quad (3.37)$$

C_m : Parametro de Mercer

Q_{\max} : Caudal máximo de operación (cfs)

C_v : Coeficiente que depende el numero de nervios y la relacion entre el espesor de nervios y cuerpo

D : Diámetro de la valvula (ft)

T_v : Espesor de los nervios (ft)

E : Modulo de elasticidad del cuerpo y nervios (psf)

ρ = Densidad del material del cuerpo y nervios ($\frac{\text{slug}}{\text{ft}^3}$)

Para este caso se tendrá el espesor de los nervios iguales a la del cuerpo. Adicionalmente, para este caso se usarán 4 nervios radiales y por lo tanto se tomará un valor de C_v de 2.22 [3, p. 455]. Se tendrán que llevar los valores de la válvula a unidades del sistema imperial para poder aplicar la fórmula. A continuación, se procede transformar los parámetros de entrada

En la primera fila de la tabla 3.2 se encuentran los parámetros (diámetro interno, salto neto y caudal máximo) en sistema de unidades internacional y en la segunda fila se muestran estos en unidades del sistema imperial especificadas anteriormente en la fórmula.

Tabla 3.2: Parámetros de diseño [Elaboración Propia]

D1	H_n	Q
1065 mm	20 m	15 m ³ /s
3.49'	65.62'	529.72 cfs

Por otro lado, se muestran las propiedades del acero inoxidable AISI 316 L en las unidades requeridas por la fórmula del parámetro de Mercer.

Tabla 3.3: Propiedades de acero AISI 316L [Elaboración Propia]

Propiedades AISI 316 L	
E (psf)	4030888814.69 (193 Gpa)
p(slug/ft3)	15.43 (7.95 kg/dm3)

Para los valores dados se procede a hacer el cálculo, para calcular el espesor mínimo del cuerpo de la válvula, tomando en cuenta que el límite superior del parámetro de Mercer es 0.115 [9, p. 52] y un aumento de espesor por desgaste (CD) [5] de 3 mm.

$$C_m = \frac{529.72}{2.22 \times 3.49 \times t_v} \times \frac{1}{\sqrt{4030888814.69 / 15.43}} \leq 0.115$$

$$t_v \geq 0.037' \rightarrow t_v \geq 11.20 \text{ mm}$$

$$t_v = 11.20 + CD = 11.20 + 3.00 \quad (3.38)$$

$$t_v = 14.20 \text{ mm}$$

Con un límite superior de 0.115 del parámetro de Mercer se halla un límite inferior del valor del espesor. Luego a este valor se le agrega el coeficiente de desgaste.

El valor de 14.20 mm cumple el límite del parámetro de Mercer ya que es mayor al límite inferior del espesor (11.20 mm) el cual es obtenido mediante la expresión de Mercer. En consecuencia, no es necesario hacer un recálculo y tomamos como espesor mínimo 14.20 mm.

Se procede a resumir los resultados de los análisis anteriores en la tabla 3.4.

Tabla 3.4: Resultados de análisis estático [Elaboración Propia]

Descripción	Espesor mínimo (mm)
Análisis por vibraciones	14.20
Análisis de flexión	7.66
Análisis por presión en el cono deflector	5.06

Como se puede observar en el cuadro 3.4 el valor que se tomará como espesor mínimo será de 14.20 mm. En consecuencia, se escoge un valor de 5/8" (15.875 mm) porque es lo que se vende en el mercado nacional.

3.6 Definición geométrica y cálculo de peso de la válvula

3.6.1 Definición geométrica

Se tomaron las siguientes consideraciones para la definición geométrica total de la válvula.

- Los espesores del cuerpo fijo, cuerpo móvil, nervios y cono deflector tendrán el mismo valor.
- El tamaño de la empaquetadura de la prensa estopa será de 12 mm y se pondrán 6 vueltas alrededor del cuerpo fijo. [13]
- El largo del cuerpo móvil se define según la función y posiciones a las cuales se la somete: abierta, cerrada y parcialmente abierta
- El largo del cuerpo fijo se define según datos de fabricantes y con la condición que no haya contracción de área para la salida de agua a 100% de apertura.

A continuación, se procederá a mostrar en la tabla 3.5 la definición geométrica de la válvula con las consideraciones anteriormente mencionadas. Además, se consideran los cálculos realizados anteriormente.

Tabla 3.5: Definición geométrica [Elaboración Propia]

DEFINICIÓN GEOMÉTRICA			
Descripción	Unidad	Simbolo	Valor
Diametro interno de cuerpo fijo	mm	DN	1065.00
Diametro externo de cuerpo fijo	mm	D ₂	1096.75
Espesor de nervios internos grandes	mm	t _v	15.88
Espesor de nervios internos pequeños	mm	t _v	15.88
Espesor de cuerpo externo	mm	t _v	15.88
Espesor de cuerpo fijo	mm	t _v	15.88
Espesor de cono	mm	t _v	15.88
Espesor de cuerpo externo	mm	t _v	15.88
Diametro interior Cuerpo móvil	mm	D _{int_cm}	1132
Diametro exterior Cuerpo móvil	mm	D _{ext_cm}	1164
Largo cuerpo Fijo	mm	L _{cf}	1940
Largo Cuerpo movil	mm	L _{cm}	1069
Espesor de Prensaestopa (sello)	mm	t	12.00

3.6.2 Cálculo de peso y fuerza vertical

Se procederá a calcular el peso de la válvula con las propiedades geométricas definidas y con el valor de densidad del acero inoxidable 316 L el cual es 7.95 kg / dm³ [6] . Las ecuaciones mostradas son resultado de tomar medidas del plano y calcular el peso de cada componente.

Cuerpo Fijo

$$W_{\text{brida}} = \left(\frac{\pi}{4} \times (D_{\text{ex}}^2 - D_{\text{int}}^2) - \frac{\pi}{4} \times (d_{\text{agujeros}}) \times N_{\text{agujeros}} \right) \times e \times \rho \times g \quad (3.39)$$

$$W_{\text{cilindro}} = \left(\frac{\pi}{4} \times (D_{\text{ex}}^2 - D_{\text{int}}^2) \right) \times l \times \rho \times g \quad (3.40)$$

$$W_{\text{nervios grandes}} = \text{Area} \times e \times \#_{\text{nervios}} \times \rho \times g \quad (3.41)$$

$$W_{\text{nervios pequeños}} = \text{Area} \times e \times \#_{\text{nervios}} \times \rho \times g \quad (3.42)$$

$$W_{\text{cilindro interior}} = \left(\frac{\pi}{4} \times (D_{\text{ex}}^2 - D_{\text{int}}^2) \right) \times l + \frac{\pi \times D_{\text{cono}}^2 \times H_{\text{cono}}}{3} \times \rho \times g \quad (3.43)$$

$$W_{\text{cono}} = \frac{L_{\text{circunferencia}}}{\text{radio}} \times r^2 \times e \times \rho \times g \quad (3.44)$$

$$W_{\text{soporte cilindro hidr}} = 599.69 \text{ N}$$

$$W_{\text{casquillo}} = \left(\frac{\pi}{4} \times (D_{\text{ex}}^2 - D_{\text{int}}^2) \right) \times l \times \rho \times g \quad (3.45)$$

$$P_{\text{cuerpo fijo}} = (W_{\text{brida}} + W_{\text{cilindro}} + W_{\text{nervios grandes}} + W_{\text{nervios peque}} + W_{\text{cilindro interior}} + W_{\text{cono}} + W_{\text{soporte cilindro hidr}} + W_{\text{casquillo}}) \times 10^{-3} \quad (3.46)$$

Cuerpo móvil

$$W_{\text{cilindro}} = \left(\frac{\pi}{4} \times (D_{\text{ex}}^2 - D_{\text{int}}^2) \right) \times l \times \rho \times g \quad (3.47)$$

$$W_{\text{casquillo}} = \left(\frac{\pi}{4} \times (D_{\text{ex}}^2 - D_{\text{int}}^2) \right) \times l \times \rho \times g \quad (3.48)$$

$$W_{\text{casquillo superior}} = \left(\frac{\pi}{4} \times (D_{\text{ex}}^2 - D_{\text{int}}^2) \right) \times l \times \rho \times g \quad (3.49)$$

$$W_{\text{soporte cil}} = 126.94 \text{ N}$$

$$P_{\text{cuerpo movil}} = (W_{\text{cilindro}} + W_{\text{casquillo}} + W_{\text{casquillo superior}} + W_{\text{soporte cil}}) \times 10^{-3} \quad (3.50)$$

Otros

$$W_{\text{ejes}} = \left(\frac{\pi}{4} \times D^2\right) \times l \times \#_{\text{ejes}} \times \rho \times g \quad (3.51)$$

$$W_{\text{cubierta de nervios}} = b \times h \times e \times \#_{\text{nervios}} \times \rho \times g \quad (3.52)$$

$$W_{\text{cubierta de nervios}} = 34.73 \text{ kg}$$

$$W_{\text{espárragos}} = \left(\frac{\pi}{4} \times D^2\right) \times l \times \#_{\text{espárragos}} \times \rho \times g \quad (3.53)$$

$$W_{\text{cilindro hydr}} = 1373.40 \text{ N}$$

$$P_{\text{otros}} = (W_{\text{ejes}} + W_{\text{cubierta de nervios}} + W_{\text{espárragos}} + W_{\text{cilindro hydr}}) \times 10^{-3} \quad (3.54)$$

Peso de agua dentro de la válvula

$$W_{\text{agua}} = \rho \times \left(\pi \times \frac{D_1^2}{4} \times L - \pi \times \frac{D_1^2}{4} \times \frac{D}{2} \times \frac{1}{3} - \pi \times \frac{d^2}{4} \times l \right) \times g \times 10^{-3} \quad (3.55)$$

$$P_{\text{agua}} = W_{\text{agua}} \times 10^{-3} \quad (3.56)$$

$$F_{\text{vert}} = (P_{\text{cuerpo fijo}} + P_{\text{cuerpo movil}} + P_{\text{otros}} + P_{\text{agua}}) \quad (3.57)$$

Se procede a resumir los resultados anteriores en la tabla 3.6.

Tabla 3.6: Resultados de cálculo de peso [Elaboración Propia]

Descripción	Unidad	Valor	Variable asignada
Peso del cuerpo fijo	kN	17.33	P1
Peso del cuerpo movil	kN	7.25	P2
Peso de agua	kN	15.29	P3
Peso de elementos adicionales	kN	1.48	P4
Fuerza vertical real	kN	41.35	
Fuerza axial real	kN	174.78	

- **Centro de masa**

Se asumió anteriormente un centro de masa a 3/4 de la longitud total de la válvula. Ahora se recalculará el centro de masa por donde pasará la fuerza vertical real. En la figura 3.18 se puede apreciar la posición de cada centro de masa. Por otro lado, en la tabla 3.7 se puede apreciar el valor de la posición de cada centro de masa (CM) con respecto a la referencia mostrada en la figura 3.18.

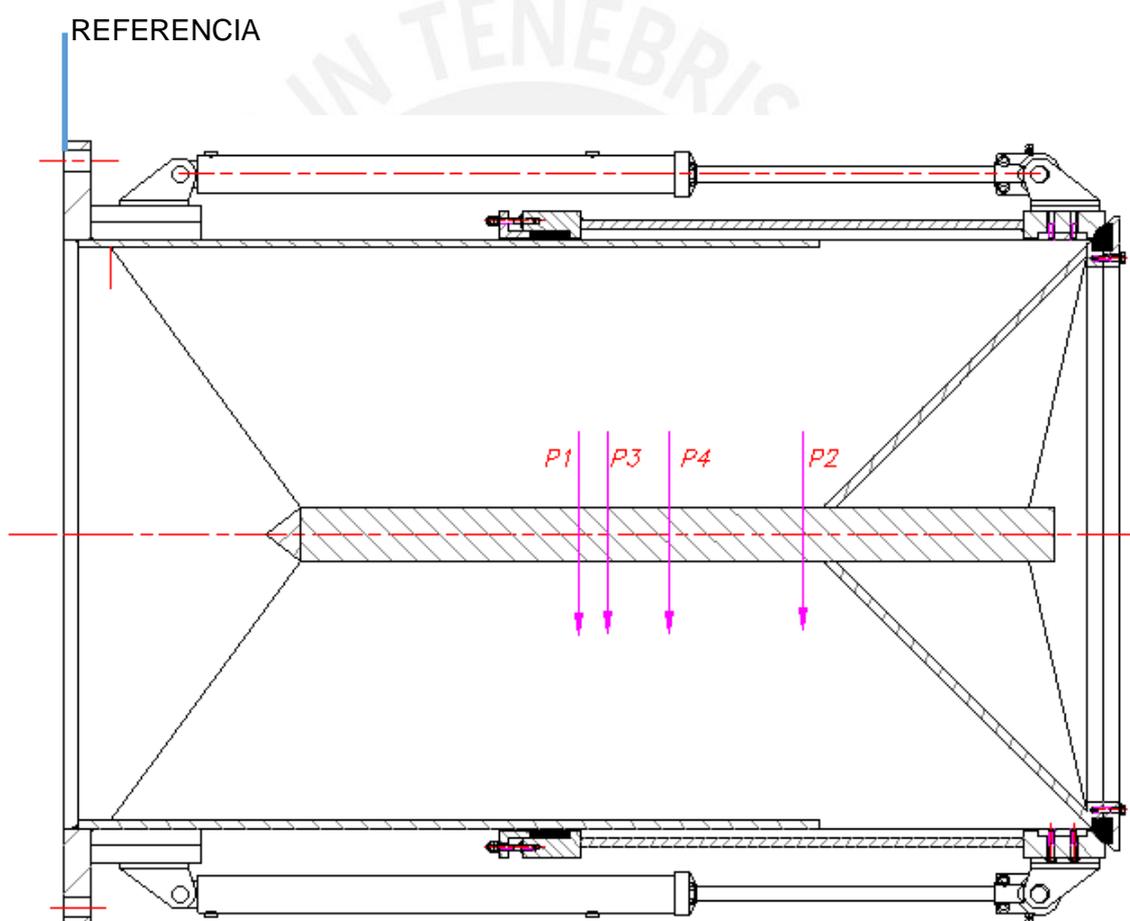


Figura 3.18: Ubicación de centros de masas [Elaboración Propia]

$$CM = \frac{\sum \text{Peso} \times CM}{\sum \text{Peso}} \quad (3.58)$$

Tabla 3.7: Posición de centros de masa parciales [Elaboración Propia]

	Descripción	Peso (kN)	Centro de Masa (mm)	(Peso)x(CM)
P1	Cuerpo fijo	17.33	948	16428.84
P2	Cuerpo móvil	7.25	1358	9845.50
P3	Agua	15.29	970	14831.30
P4	Adicionales	1.48	1003	1484.44
ΣPeso x CM (kN.mm)				42590.08
Σ Peso (kN)				41.35
Centro de masa (mm)				1029.99

Tabla 3.8: Comparación de resultados con hipótesis [Elaboración Propia]

	HIPOTESIS	REALIDAD
Centro de masa (mm)	1800	1029.99
Fuerza vertical (kN)	136.92	41.35
Mf (N.m) = CMxFv	246 456	42 590.08

Se puede observar en la tabla 3.8 que la fuerza vertical y el centro de masa que se asumieron (hipótesis tomando datos de fabricante) son mayores que las reales. En consecuencia, el momento calculado con datos de fabricantes es mayor que el real y por ello no se debe realizar el recálculo de espesor de cuerpo fijo por análisis estático.

3.7 Selección y análisis de componentes estándar

3.7.1 Brida

Se considerará una brida de clase PN 10 [14, p. 2] para la válvula. En este caso se optó por escoger la brida PN10 DN 1200 [15] debido a que esta se puede adaptar a la geometría de la válvula y las condiciones de presión.

A continuación, se procede a mostrar la configuración geométrica de la brida.

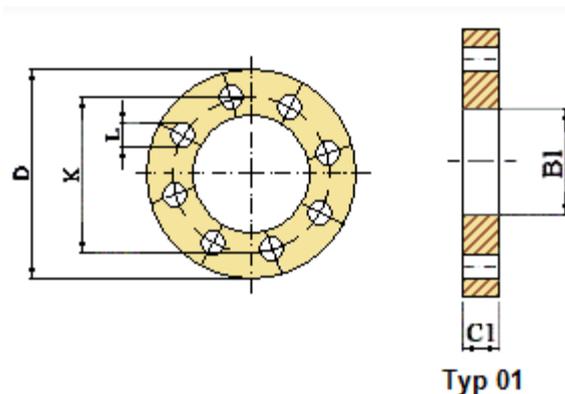


Figura 3.19: Brida PN10 [15]

Datos [15]:

$D=1455$ mm

$K=1380$ mm

$L=39$ mm

Tornillos: M36 (32 tornillos)

Medidas adaptadas:

$B1: 1096.75$ mm

$C1: 50$ mm

3.7.2 Prensa-estopa

La prensa-estopa que se instalará en la válvula (en la posición según figura 3.2 c) tiene la función de no dejar que salga el agua de forma considerable de la válvula por la parte baja del cuerpo móvil. Para la instalación de esta se usarán 12 pernos M10 de clase 8.8 y para la empaquetadura se usará crisolito con grafito de sección cuadrada (12x12). La empaquetadura mencionada puede soportar una velocidad de 8 m/s, una presión de 100 bar y una temperatura máxima de 350 °C según [16]. En la figura 3.20 a y 3.20 b se puede apreciar los esfuerzos y la distribución de presión en la prensa-estopa respectivamente. A continuación, se procederá a mostrar los cálculos del efecto de la presión y como este genera fuerzas de fricción en el cuerpo fijo.

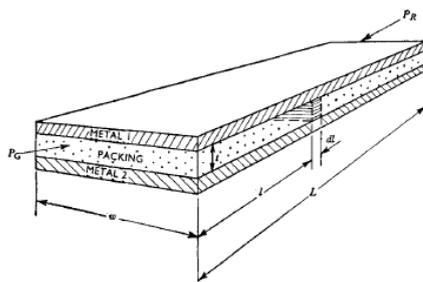


Figura 3.20 a: Presiones en empaquetadura [17]

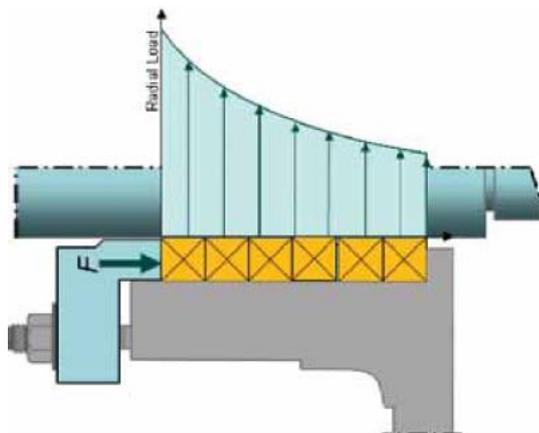


Figura 3.20 b: Distribución de presión [28]

Se considera un valor de presión axial de 11 bar [16] y se procederá, con este dato de entrada, a calcular la presión ejercida en el eje. Adicionalmente, como se muestra en la figura 3.20 b la presión tiene una forma exponencial y está gobernada por la ecuación 3.59 [17, p. 2]. Se procede a presentar las consideraciones, ecuaciones y resultados.

L: Largo total de la empaquetadura (12mm × 6)

D_2 : Diametro exterior de cuerpo fijo (según Tabla 3.5)

Consideraciones	Ecuaciones	Resultados
$t = 12 \text{ mm}$	$P = P_{ax} \times e^{-2 \times \mu \times k \times l / t}$ (3.59)	$P_{media} = 0.77 \text{ Mpa}$ $F_{f1} = 19.10 \text{ kN}$
$\mu = 0.1$ [17]	$P_{media} = \frac{\int_0^L P dl}{L}$ (3.60)	
$k = 0.63$ [17]	$A_{contacto} = \pi \times D_2 \times L$ (3.61)	
$P_{ax} = 11 \text{ bar}$	$F_{n1} = P_{media} \times A_{contacto}$ (3.62)	
$D_2 = 1096.75 \text{ mm}$	$F_{f1} = F_{n1} \times \mu$ (3.63)	
$L = 72 \text{ mm}$		

La fuerza hallada anteriormente es el efecto de fricción en el cuerpo fijo debido a la empaquetadura de la prensa-estopa.

3.7.3 Sistema Hidráulico

- **Descripción del circuito hidráulico**

La unidad hidráulica consiste en un grupo electro-hidráulico con doble cilindro hidráulico. Se procede a explicar el circuito hidráulico, mostrado en la figura 3.21.

El fluido es bombeado desde el tanque (13) por medio de la bomba (3) para luego dirigirse hacia la válvula 4/3 de accionamiento por solenoide (10). Posteriormente, cuando y2 es accionado se ejecuta el cerrado de la válvula de chorro hueco. Esto se debe a que el fluido pasa por la válvula de distribución, luego por la válvula divisora de caudal (11) para luego entrar a la cámara inferior de los cilindros hidráulicos de doble acción (12). Por otro lado, para la apertura de la válvula se energiza y1 y el fluido bombeado ingresará a la cámara superior de los cilindros provocando que la válvula de chorro hueco se abra. Además, para una posición de apertura parcial de la válvula se usa la posición intermedia de la válvula de distribución (10). Se usa una válvula limitadora de presión (7) para así evitar una sobrepresión y cuando pase esto el fluido se dirija directamente al tanque (13). Además, la válvula de distribución tiene accionamiento manual en caso el sistema eléctrico este fallando. Por otro lado, la bomba manual (1) es de emergencia por posible indisponibilidad de la bomba (5).

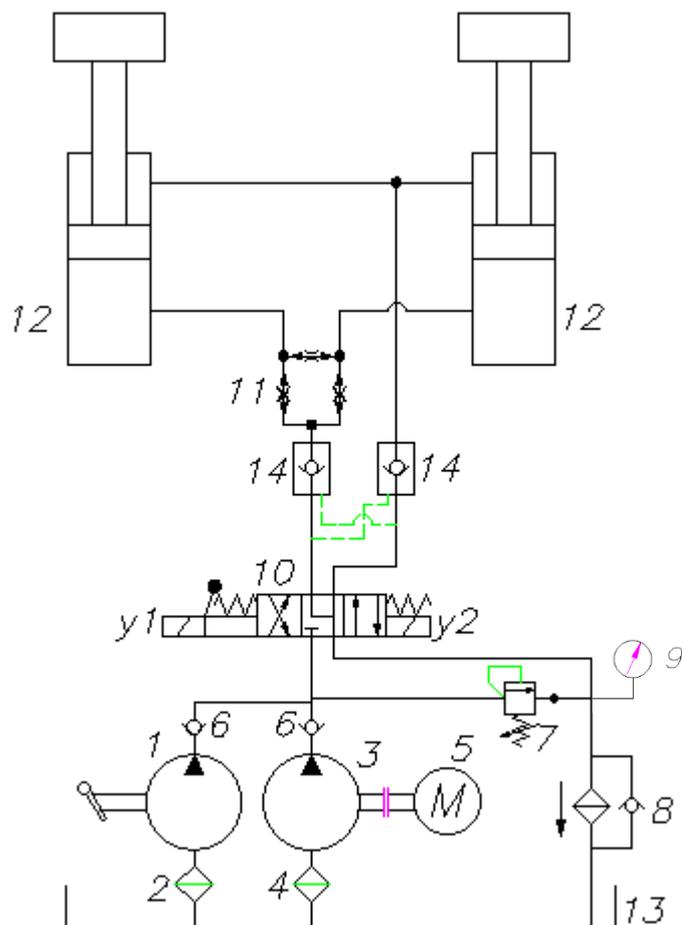


Figura 3.21: Circuito hidráulico [Elaboración Propia]

Tabla 3.9: Leyenda de circuito Hidráulico

14	2	Válvula check Pilotada CXBB XCN
13	1	Tanque de 15 litros
12	2	Cilindros Hidraulicos $\varnothing 100 \times \varnothing 50 \times 600$
11	1	Válvula divisora de caudal FSCSXAN T31-A
10	1	Válvula de distribución 4/3 DN6 (RPER3-063Y11 Argo Hytos)
9	1	Manómetro $\varnothing 63$ 0..250 Bar
8	1	Filtro de retorno HF 554-10.060 FG010
7	1	Válvula limitadora de presión RDBA T.162-A
6	2	Valvula check CXAA T8-A
5	1	Motor eléctrico WEG W21 – 1 HP [18]
4	1	Filtro de succión HF410-10-060 MS090
3	1	Bomba hidráulica Polaris 10.2
2	1	Filtro de succión HF410-10.060 MS090
1	1	Bomba hidráulica Manual EP12
ITEM.	CANT.	Denominación

Para calcular la fuerza que tendrán que vencer los cilindros hidráulicos se considerará como condición crítica el momento en que la válvula está totalmente abierta y esta debe cerrarse (figura 3.2 a). En este instante, los cilindros hidráulicos tendrán que vencer 2 fuerzas: la fuerza de fricción y la fuerza de resistencia debido al caudal saliente. La fuerza de fricción es causada por dos factores: la presión axial que se le da a la empaquetadura de la prensa-estopa y el peso del cuerpo móvil. El cálculo de la fricción debido a la presión axial en la prensa-estopa fue hallado en el punto 3.7.2. Por otro lado, para el cálculo de la fricción debido al peso del cuerpo móvil se considerarán un coeficiente de fricción de 0.1 (acero-empaquetadura) [17] y 0.16 (acero-bronce) [19] y el peso del cuerpo móvil el cual fue hallado en el punto 3.6.2. El bronce mencionado (SAE 64) es usado en las guías que tiene el cuerpo móvil para que este pueda desplazarse a lo largo de los nervios del cuerpo fijo. Estas guías (4) son intercambiables y evitan que tanto el cuerpo móvil o fijo se gasten. En la figura 3.22 se puede mostrar la fuerza de fricción y la fuerza del agua que deben de vencer los cilindros hidráulicos.

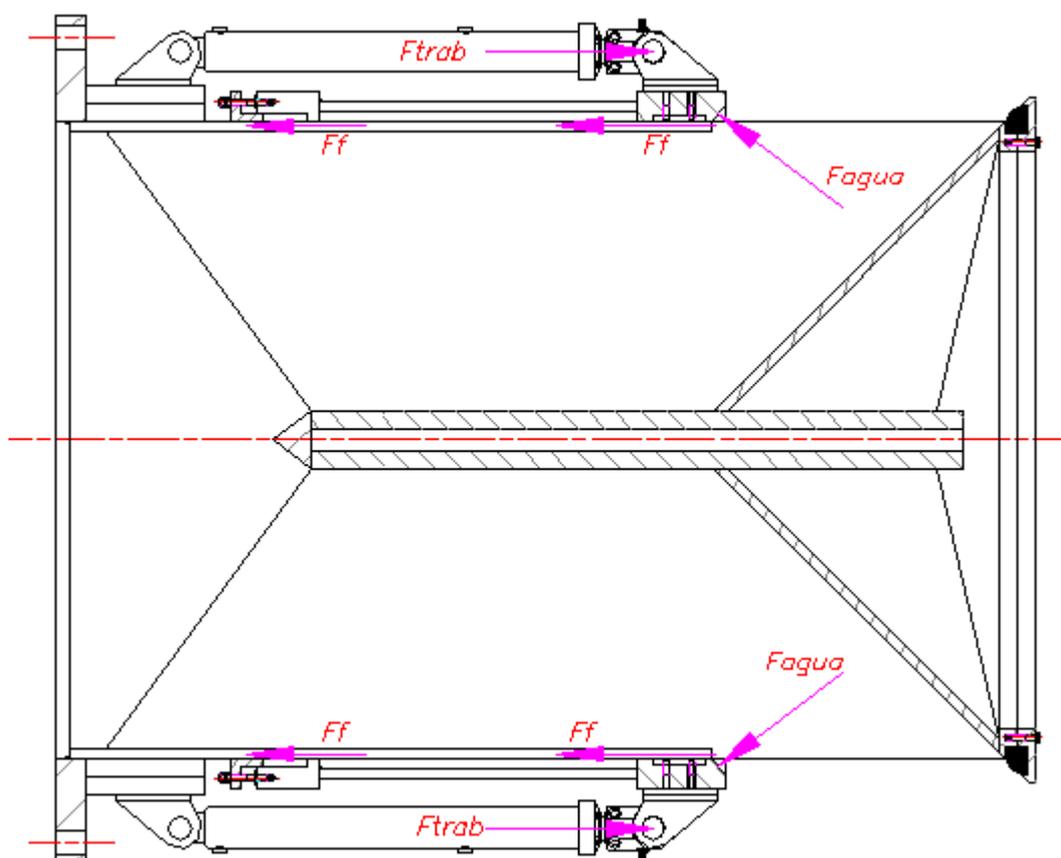


Figura 3.22: Cargas resistentes al movimiento de los cilindros [Elaboración Propia]

Consideraciones	Ecuaciones y resultado	
$P_{\text{cuerpo movil}} = 7.25 \text{ kN}$	$F_n = P_{\text{cuerpo movil}} + P_{\text{otros}}$	(3.64)
$P_{\text{otros}} = 1.48 \text{ kN}$	$F_{f2} = F_n \times (\mu_1 + \mu_2)$	(3.65)
coef. de fricción entre prensaestopa y acero:	$F_{\text{ftotal}} = F_{f1} + F_{f2}$	(3.66)
$\mu_1 = 0.1$ [17]	$A_{\text{cierre}} = \pi \times DN^2 / 4$	(3.67)
coeficiente de fricción entre bronce y acero:	$F_{\text{agua}} = A_{\text{cierre}} \times P \times \text{seno}(45) \times 10^{-3}$	(3.68)
$\mu_2 = 0.16$ [19]	$F_{\text{trab}} = \frac{1}{2} \times (F_{\text{ftotal}} + F_{\text{agua}})$	(3.69)
$F_{f1} = 19.01 \text{ kN}$ (punto 3.7.2)	$F_{\text{trab}} = 72.56 \text{ kN}$	
$P = 0.1962 \text{ Mpa}$		
$DN = 1065 \text{ mm}$		

- **Selección de componentes del sistema hidráulico**

Las selecciones de los componentes del sistema hidráulico incluyen los cilindros, el conjunto motor bomba, válvulas, filtros y tanques, los cuales serán seleccionados según la metodología de selección de componentes hidráulicos [20]. Además, para la selección de las válvulas y filtros se tomó como referencia el caudal de la bomba seleccionada. Por otro lado, para el tanque se considera una capacidad de 15L considerando el llenado completo de los dos cilindros hidráulicos, 25% adicional por las tuberías y 20% de sobrellenado para que el nivel del aceite no sea cero en ningún momento. Se procede a presentar los cálculos de selección de bomba, motor y cilindros hidráulicos según la metodología mencionada.

Tabla 3.10: Consideraciones [Elaboración Propia]

DESCRIPCIÓN	VALOR
Fuerza de trabajo	72.56 kN
Presión maxima de trabajo	120 bar [14]
Velocidad de cilindros hidraulicos	3.5 mm/s [12, p. 6]
Carrera	600 mm
Rendimiento volumetrico	95%
Rendimiento mecánico	85%
Velocidad de motor electrico	1760 RPM
Factor de seguridad	5

Ecuaciones utilizadas

$$A_{emb} = \frac{F_{trab} \times 100}{P_{max}} \quad (3.70) \quad Q = V \times A_{r_emb} \times 12 \quad (3.74)$$

$$F_p = \frac{\pi^2 \times E \times I}{L_p^2 \times FS} \quad (3.71) \quad V_b = \frac{Q}{N} \times n_v \quad (3.75)$$

$$L_p = 2 \times H \quad (3.72) \quad P_{real} = \frac{F_{trab}}{A_{emb}} \quad (3.76)$$

$$I = \pi \times \frac{d^4}{64} \quad (3.73) \quad V_{breal} = (\text{de catalogo}) \quad (3.77)$$

$$Q_{real} = V_{btral} \times N \quad (3.78)$$

$$Pot_{real} = P_{real} \times Q_{real} \times \frac{1}{n_{mec}} \quad (3.79)$$

Tabla 3.11 Operaciones para selección hidráulica [Elaboración propia]

$A_{emb} = 60.46 \text{ cm}^2$ →Se escoge el cilindro $\varnothing 100 \times \varnothing 50 \times 600$	$Q = 3297 \frac{\text{cm}^3}{\text{min}}$ (ecuacion 3.74)
$A_{r_emb} = 78.50 \text{ cm}^3$ (catálogo) [21, p. 23]	$V_b = 1.98 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}}$ →Se escoge el inmediato superior
$F_p = 88.32 \text{ kN}$ Reemplazando ecuación 3.71 y con datos de cilindro hidráulico $\varnothing 100 \times \varnothing 50 \times 600$. [21, p. 23]	$V_{btral} = 2.13 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}}$ (de catálogo) [22, p. 6]
$F_t > F_p$ (se cumple la condición) $F_t = 72.56 \text{ kN}$ →No hay pandeo	$Q_{real} = 3748.8 \frac{\text{cm}^3}{\text{min}}$ (ecuación 3.78)
	$Pot_{real} = 0.7 \text{ kW}$ (ecuación 3.79) →Seleccionamos Motor 1HP WEG 220/380

GENERAL DATA PUMPS AND MOTORS

Series	Pump type PLP Motor type PLM	Displacement in ³ /rev (cm ³ /rev)	Max. pressure			Max. speed min ⁻¹	Min. speed
			P ₁	P ₂	P ₃		
			psi (bar)				
PL. 10*1		0.07 (1,07)	3770 (260)	4060 (280)	4205 (290)	4000	650
PL. 10*1,5		0.10 (1,6)	3770 (260)	4060 (280)	4205 (290)	4000	650
PL. 10*2		0.13 (2,13)	3770 (260)	4060 (280)	4205 (290)	4000	650
PL. 10*2,5		0.16 (2,67)	3770 (260)	4060 (280)	4205 (290)	4000	650

Figura 3.23: Datos de modelos de motores [22, p. 6]

Finalmente, se resumen los resultados en la tabla 3.12

Tabla 3.12: Unidad hidráulica seleccionada [Elaboración Propia]

Item	Cantidad	Especificación
Cilindro hidraulico	2	Ø100xØ50x600 ISO/DIS 620/I CETOP R58 H
Bomba	1	PL. 10*2
Potencia de motor	1	1HP

Los filtros y válvulas fueron seleccionados según función y caudal calculado.

- **Análisis del pasador de pistón de los cilindros hidráulicos.**

Este análisis se realizará con la fuerza de trabajo que soportará cada cilindro hidráulico. La fuerza de trabajo fue calculada anteriormente donde se le da un valor máximo de 72.56 kN para la condición más crítica. Además, se considera un diámetro de eje de 50 mm ya que generalmente es igual al diámetro de vástago.

En la figura 3.25 se muestra el diagrama de cuerpo libre del eje soporte debido a la fuerza de trabajo que lo afecta tal como se muestra en la figura 3.24.

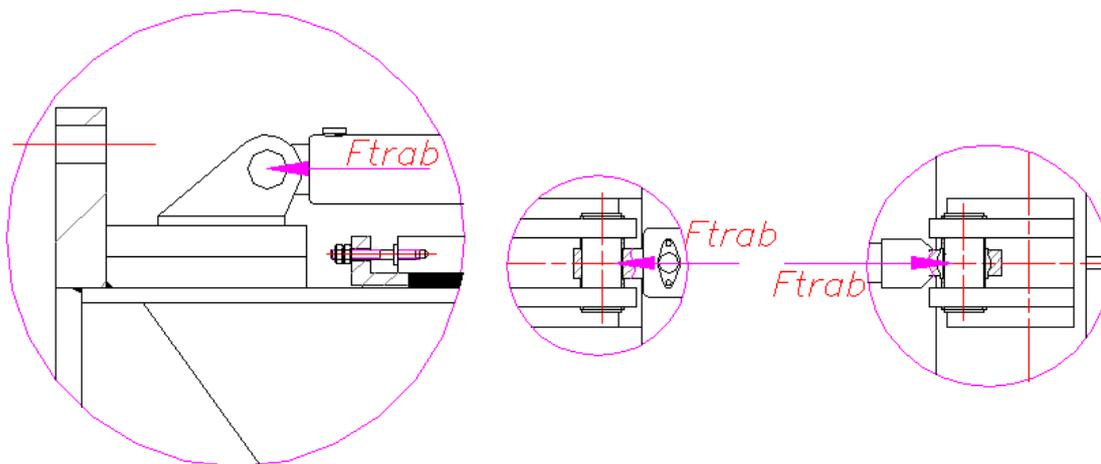


Figura 3.24: Fuerza en eje de soporte de cilindro hidráulico [Elaboración Propia]

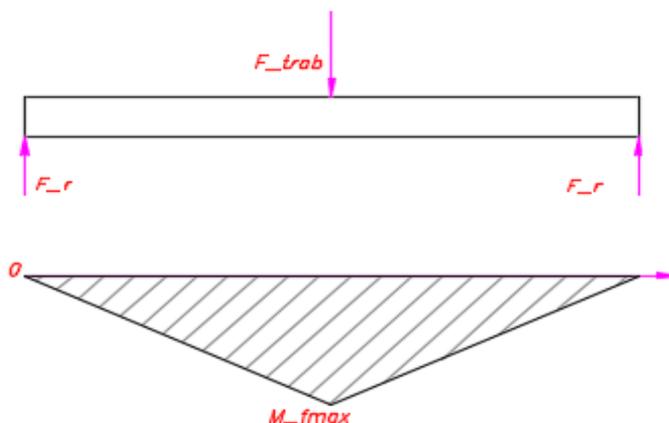


Figura 3.25: DCL y diagrama de momento [Elaboración Propia]

Material: Inox. 431

Consideraciones	Ecuaciones	Resultados
$\sigma_f = 655 \text{ Mpa}$	$F_r = \frac{F_{\text{trab}}}{2} \quad (3.80)$	$\sigma_m = 103.47 \text{ Mpa}$
FS = 3		$\tau = 18.48 \text{ Mpa}$
$F_{\text{trab}} = 72.56 \text{ kN}$	$M_{\text{fmax}} = F_r \times \frac{l}{2} \quad (3.81)$	$\sigma_{\text{eq}} = 108.31 \text{ Mpa}$
$l = 70 \text{ mm}$	$\sigma_m = \frac{32 \times M_{\text{fmax}}}{\pi \times D^3} \quad (3.82)$	$\sigma_{\text{adm}} = 218.33 \text{ Mpa}$
$D = 50 \text{ mm}$	$\tau = \frac{F_r}{A} \quad (3.83)$	
l: longitud de pin	$\sigma_{\text{eq}} = \sqrt{\sigma_m^2 + 3 \times \tau^2} \quad (3.84)$	
D: diámetro de pin	$\sigma_{\text{adm}} = \frac{\sigma_f}{\text{FS}} \quad (3.85)$	
(D :igual al del vástago)	$\sigma_{\text{eq}} < \sigma_{\text{adm}} \quad (3.86)$	

Se puede observar en los resultados que el esfuerzo equivalente es menor que el admisible. Es por ello que el diámetro el eje de 50 mm de diámetro no fallará.

3.8 Análisis de Uniones

3.8.1 Uniones soldadas

En la figura 3.26 se muestran las uniones por soldadura en la válvula. Por otro lado, en la figura 3.27 se muestran estas uniones con más detalles y enumeradas. En este punto se procederá a seleccionar la dimensión de la garganta de soldadura y a verificar si los cordones de soldadura resisten las cargas de la válvula.

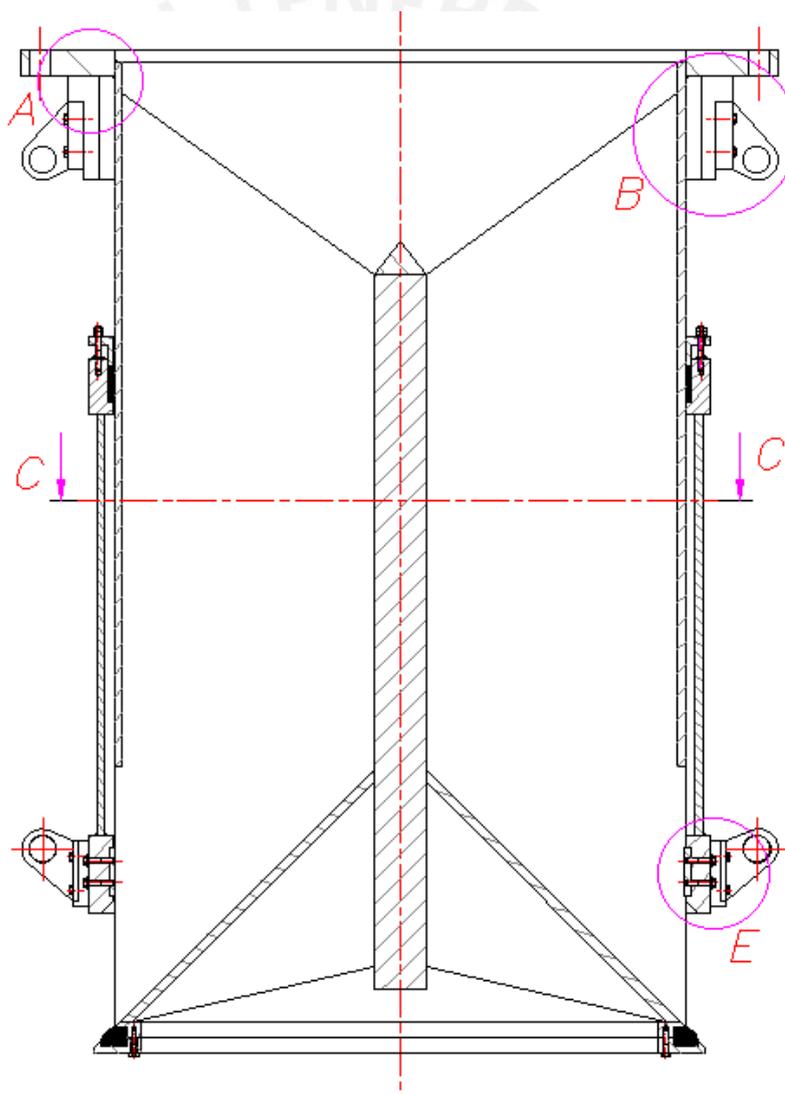


Figura 3.26: Válvula [Elaboración Propia]

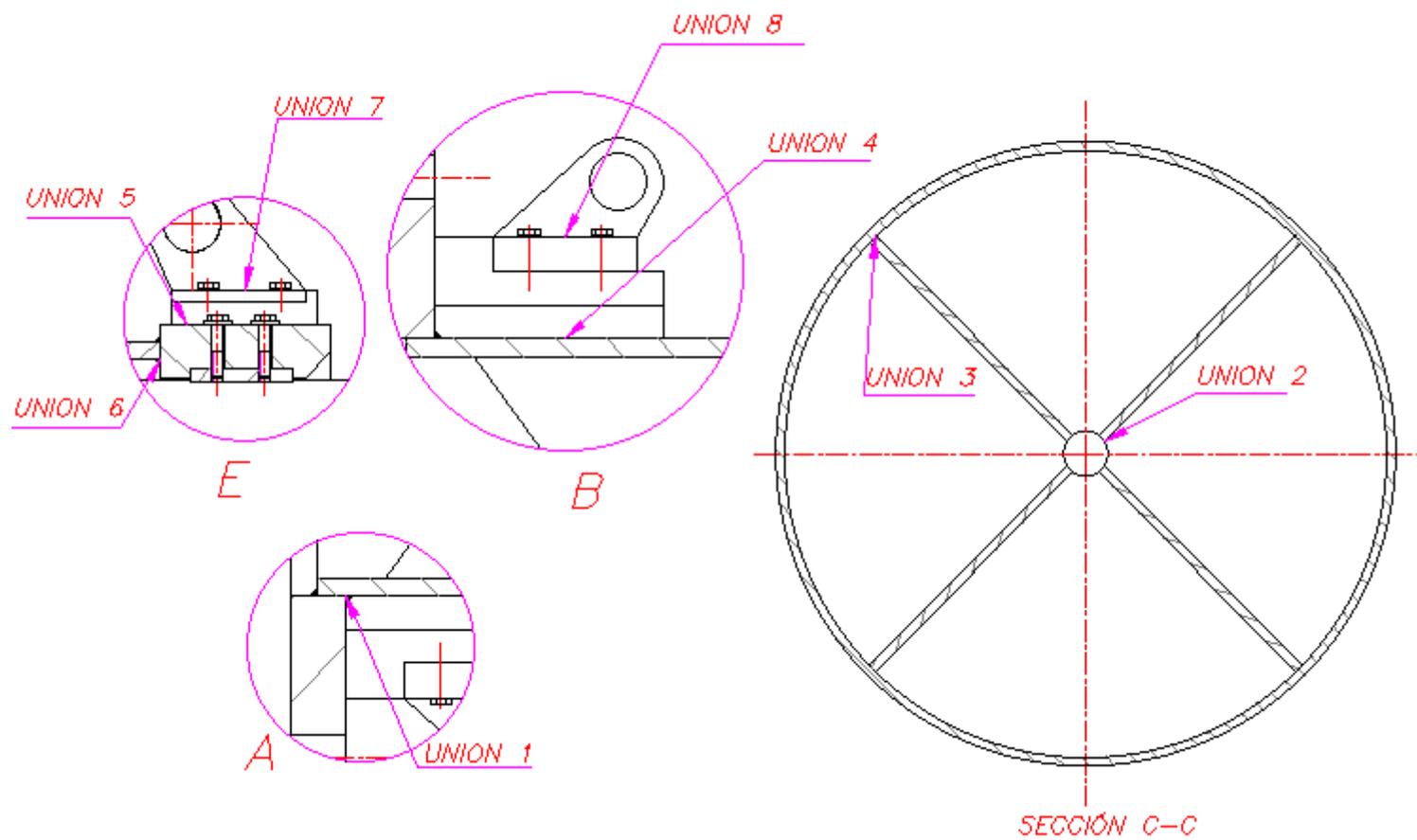


Figura 3.27: Uniones soldadas [Elaboración Propia]

Debido a que el espesor determinado para el cuerpo fijo, el cuerpo móvil y el cono es igual a 15.875 mm, este valor se considerará el elemento más delgado que participa en las uniones soldadas. En consecuencia, se procede a escoger un espesor de garganta en la soldadura de la tabla 3.13.

Tabla 3.13: Espesor de garganta de soldadura [23]

t (mm)	a_{min} (mm)
4,0 a 7,0	2,5
7,1 a 8,4	3,0
8,5 a 9,9	3,5
10,0 a 12,0	4,0
12,1 a 13,4	4,5
13,5 a 15,5	5,0
15,6 a 18,3	5,5
18,4 a 21,2	6,0
21,3 a 24,0	6,5
24,1 a 26,8	7,0
26,9 a 31,1	7,5
31,2 a 36,0	8,0

De la tabla 3.13 se observa que el espesor mínimo de garganta para un espesor de 15.875 es de 5.5 mm. Además, se recomienda que el espesor de garganta debe ser como máximo 70% el espesor del material base [23] lo que resulta un valor de 11.11 mm. Es por ello que se escogerá un valor de espesor de garganta de 7 mm que en consecuencia genera un valor de cateto de soldadura de 10 mm.

En las figuras 3.28, 3.29, 3.30, 3.31, 3.32, 3.33, 3.34, 3.35, 3.36 y 3.36 a se muestran las uniones soldadas con el área equivalente de la soldadura. Las dimensiones de las secciones de soldadura fueron extraídas de los planos preliminares, los cuales han sido definidos en base al cálculo 3.6.1 (definición geométrica). Además los valores de las fuerzas que afectan las uniones son las calculadas anteriormente. Por otro lado, las ecuaciones usadas en este punto son en base a la metodología de cálculo de uniones soldadas [23]

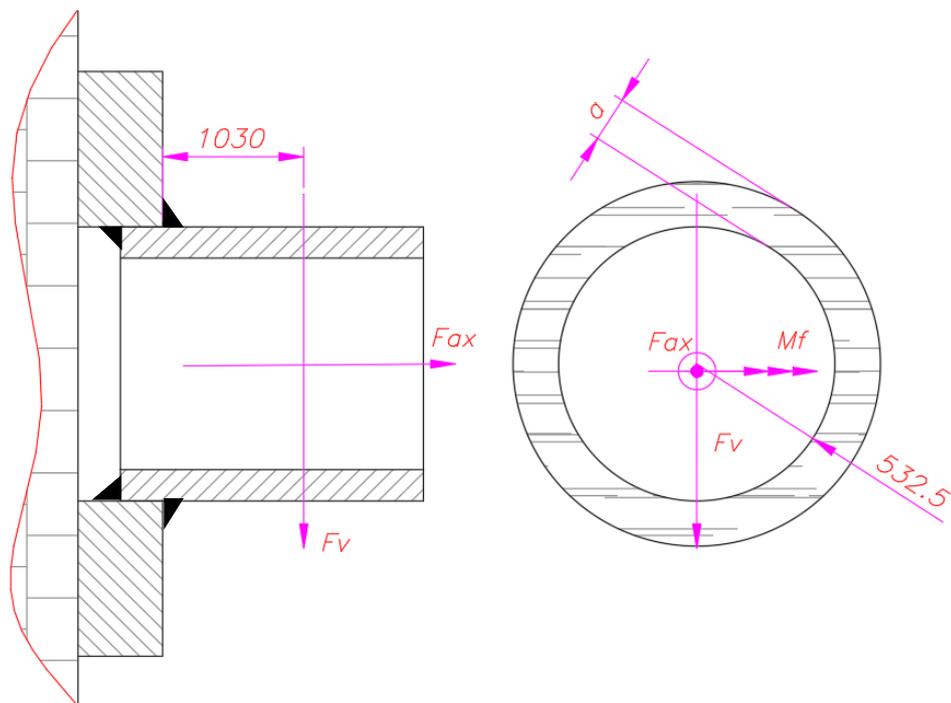


Figura 3.28: Unión 1 [Elaboración Propia]

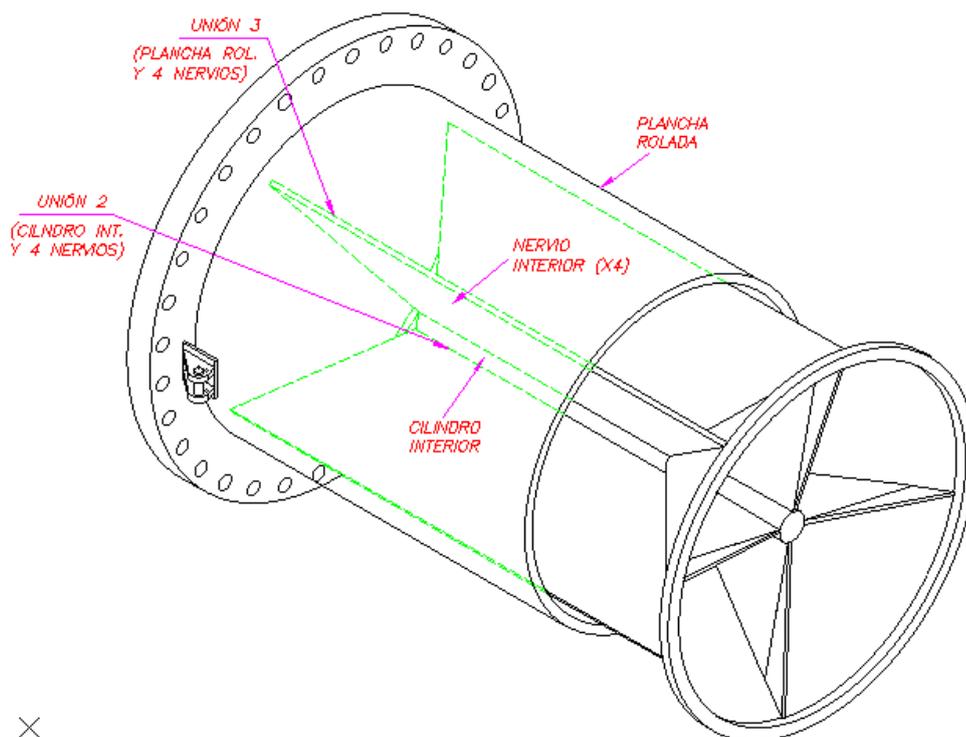


Figura 3.29: Unión 2 y 3 [Elaboración Propia]

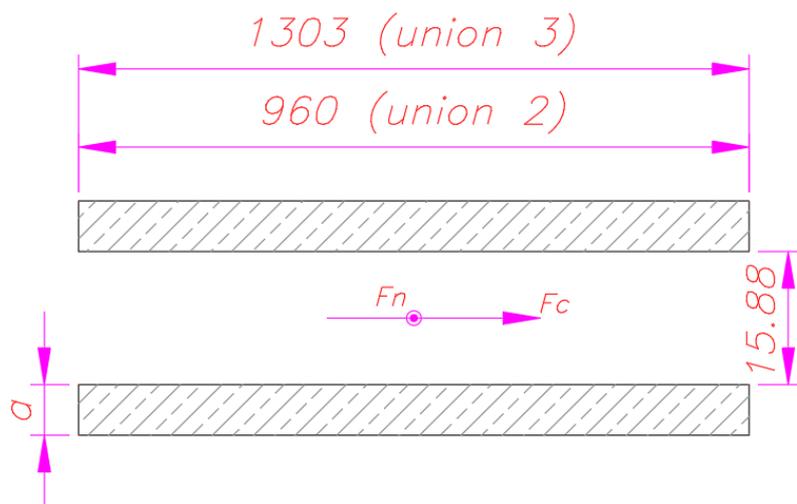


Figura 3.30: Sección de unión 2 y 3 para un nervio [Elaboración Propia]

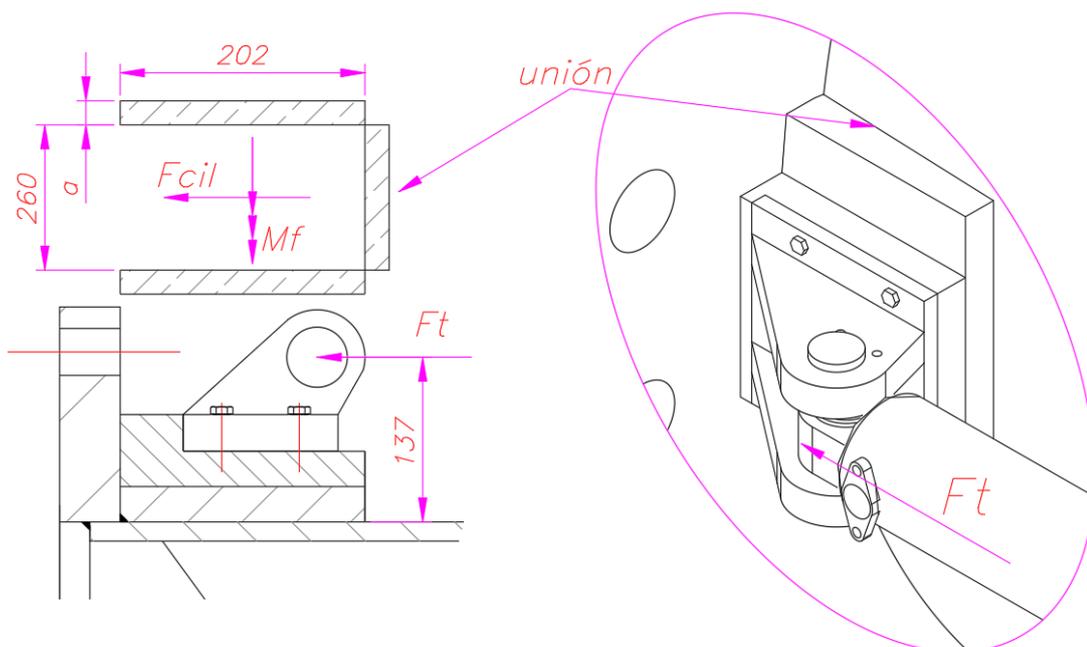


Figura 3.31: Unión 4 [Elaboración Propia]

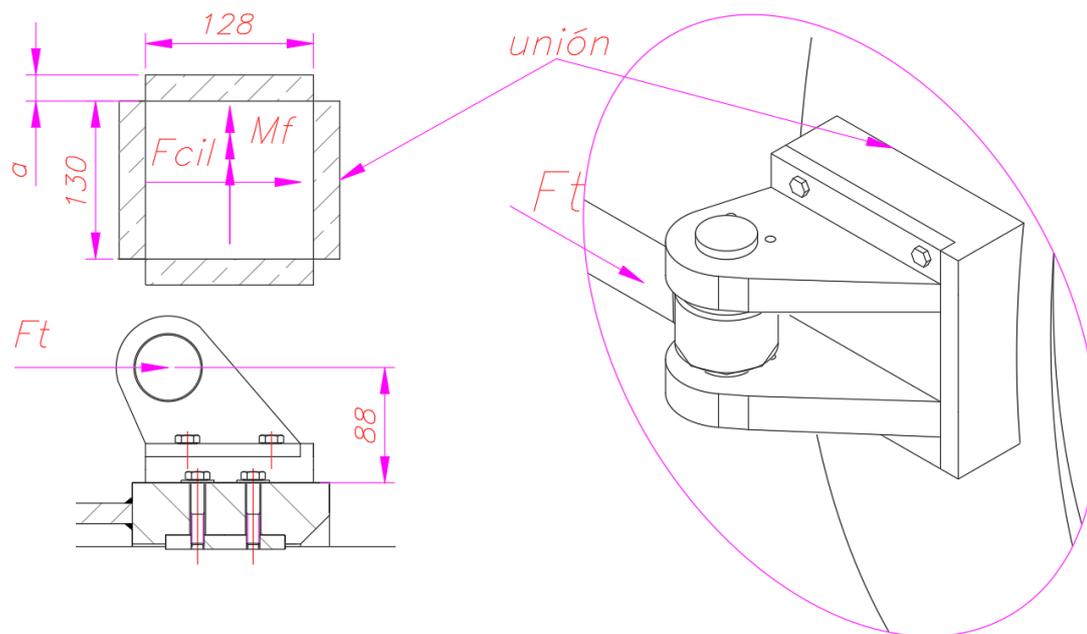


Figura 3.32: Unión 5 [Elaboración Propia]

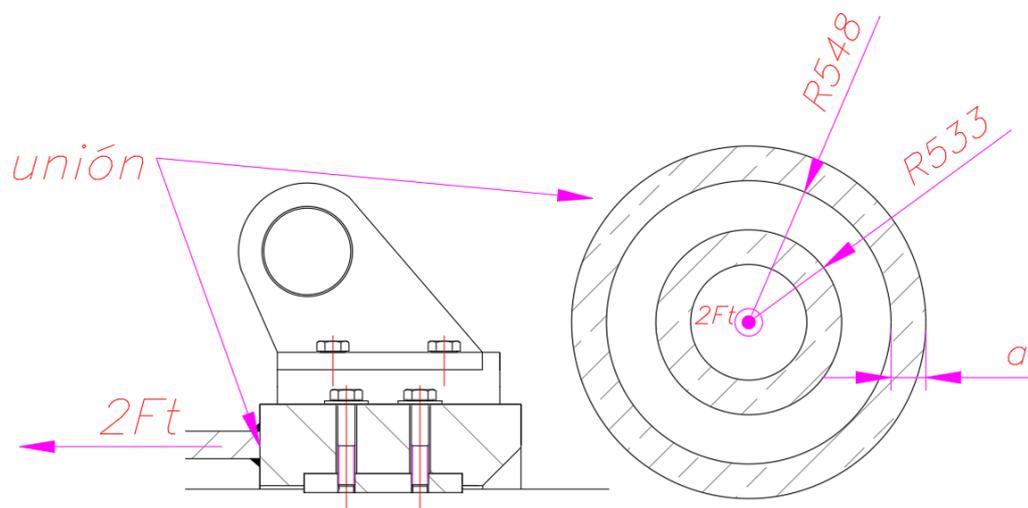


Figura 3.33: Unión 6 [Elaboración Propia]

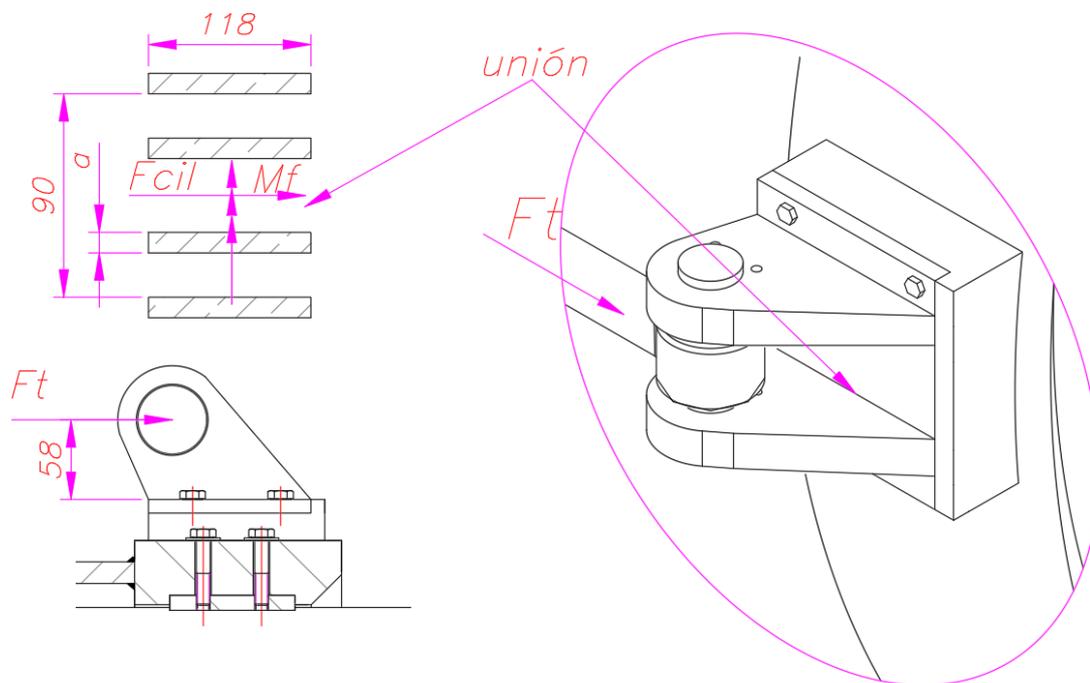


Figura 3.34: Unión 7 [Elaboración Propia]

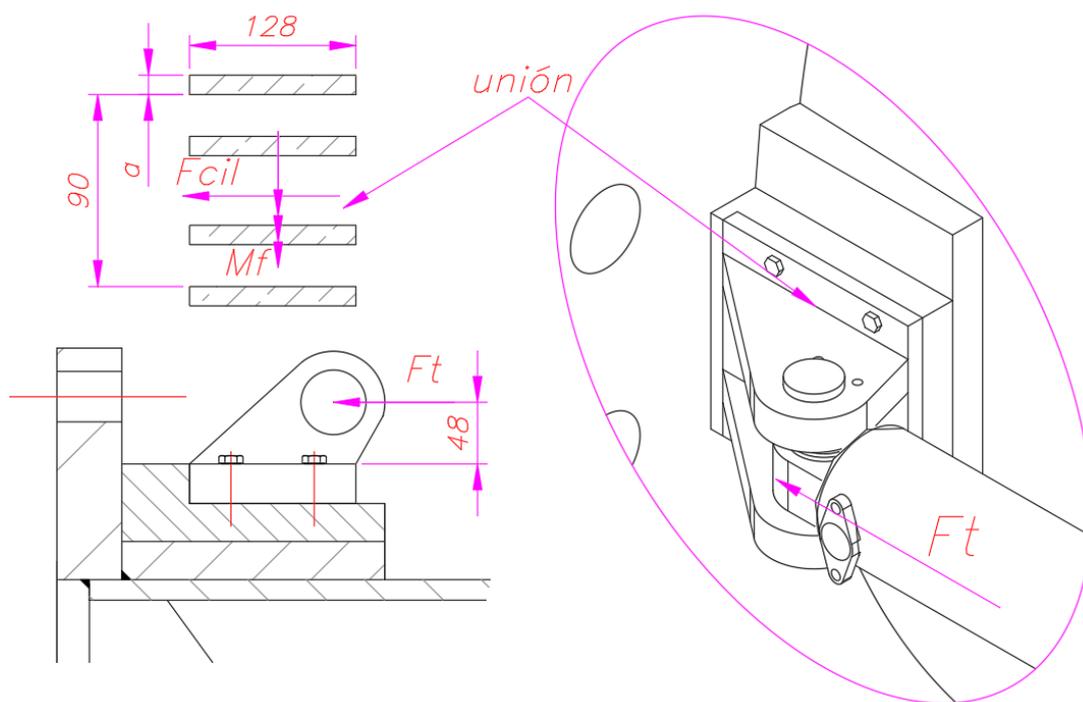


Figura 3.35: Unión 8 [Elaboración Propia]

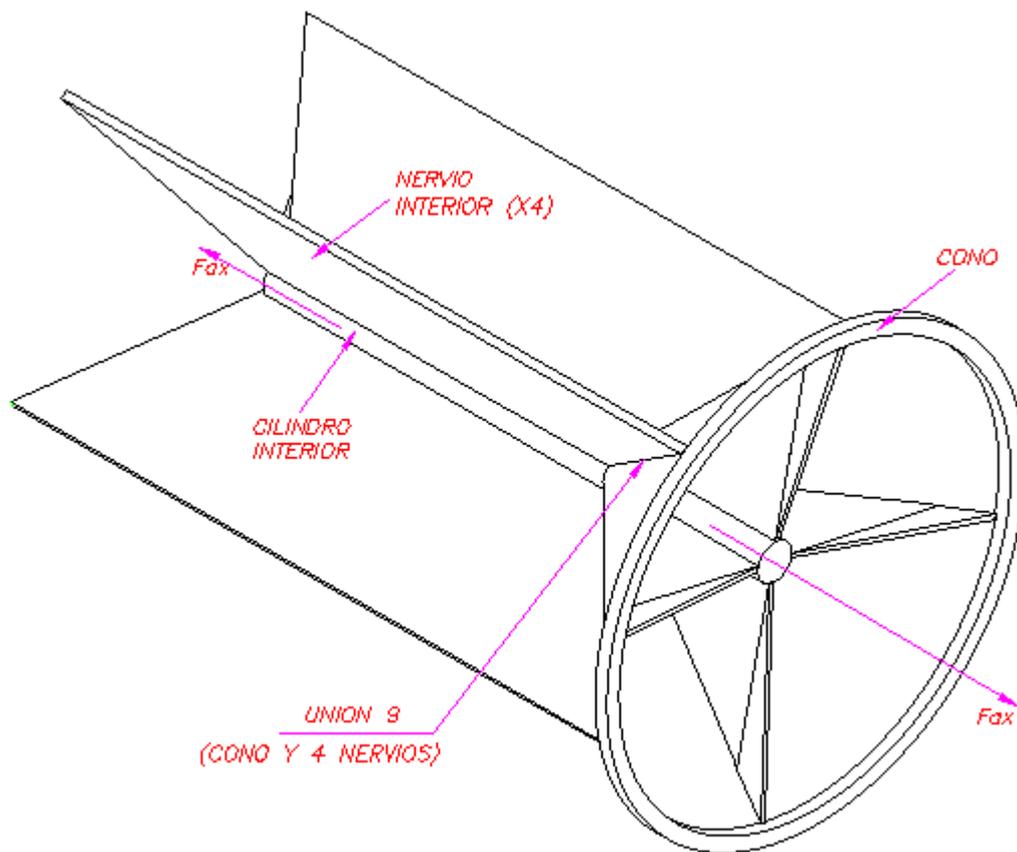


Figura 3.36: Unión 9 [Elaboración Propia]

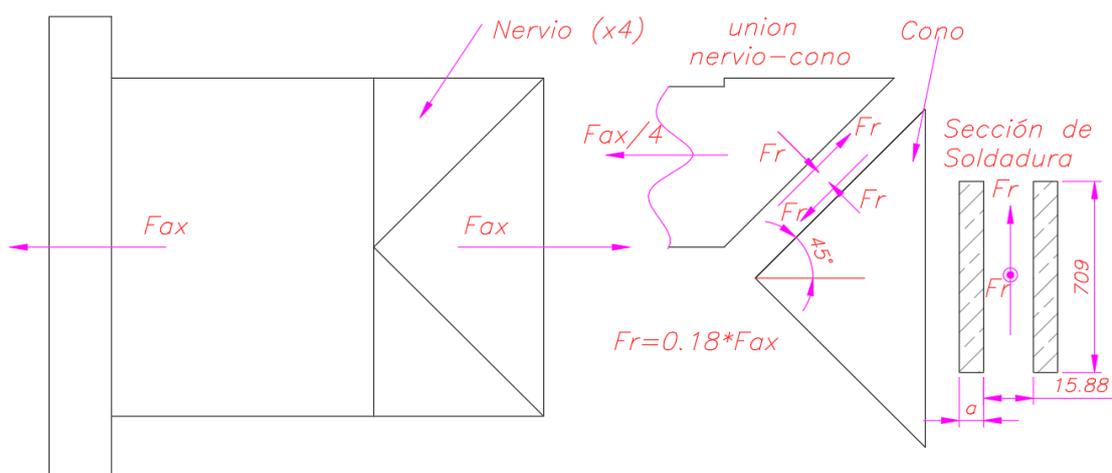


Figura 3.36a: Detalle Unión 9 [Elaboración Propia]

Consideraciones:	Ecuaciones :	
$F_v = 41.35 \text{ kN}$	$t_n = F_n/A_n$	(3.87)
$F_t = 72.56 \text{ kN}$	$\sigma_f = M_f \times y/I$	(3.88)
$F_{cil} = 72.56 \text{ kN}$	$\tau = F_c/A_c$	(3.89)
$F_t = 72.56 \text{ kN}$	$\sigma_{eq} < \sigma_{Adm}$	(3.90)
$F_c = 43.70 \text{ kN}$ (anexo)	$\sigma_{Adm} = v \times v_2 \times \sigma_f/FS$	(3.91)
$F_n = 50.75 \text{ kN}$ (anexo)	$\sigma_{eq} = \frac{n}{2} + \frac{1}{2} \times \sqrt{n_n^2 + 4 \times (t_n^2 + t_a^2)}$	(3.92)
$F_{ax} = 174.78 \text{ kN}$		
$FS = 2$		
$\sigma_f = 216 \text{ Mpa}$		
$a = 7.00 \text{ mm}$		

Se procede a resumir los resultados en la tabla 3.14.

Tabla 3.14: Tabla de resultados de soldadura [Elaboración Propia]

SOLDADURA	n (Mpa)	t_n (Mpa)	t_a (Mpa)	σ_{eq}	σ_{adm}	¿Falla?
UNION 1	13.60	1.70	0.00	13.81	69.12	NO
UNION 2	3.74	0.00	3.22	5.59	69.12	NO
UNION 3	3.74	0.00	3.22	5.59	69.12	NO
UNION 4	31.57	0.00	25.40	45.69	69.12	NO
UNION 5	32.14	0.00	40.09	59.26	69.12	NO
UNION 6	8.94	0.00	0.00	8.94	86.40	NO
UNION 7	64.13	0.00	21.74	70.81	69.12	OBS
UNION 8	45.00	0.00	20.04	52.60	69.12	NO
UNION 9	2.19	0.00	2.19	3.55	69.12	NO

*El ejemplo de detalle de cálculo se encuentra en los anexos

La soldadura 7 quedo observada ya que se ve que el esfuerzo equivalente es ligeramente superior al admisible. Sin embargo, dado el tope que se pone en esta unión (figura 3.34) esto hace que el esfuerzo sea aliviado en cierta forma y es por ello que esta diferencia mínima en esta unión podría dejarse como está y no sería necesario cambiar el diseño.

3.8.2 Uniones atornilladas

Se procede a verificar la unión atornillada en la brida y en el soporte de cilindro hidráulico. Para el cálculo en la unión bridada se consideran 32 pernos M36 ya que son estos la que corresponden a la brida DN1200 PN10 según la norma DIN-EN 1092-1. Para este cálculo se considerarán pernos de un largo de 120 mm.

- En la brida

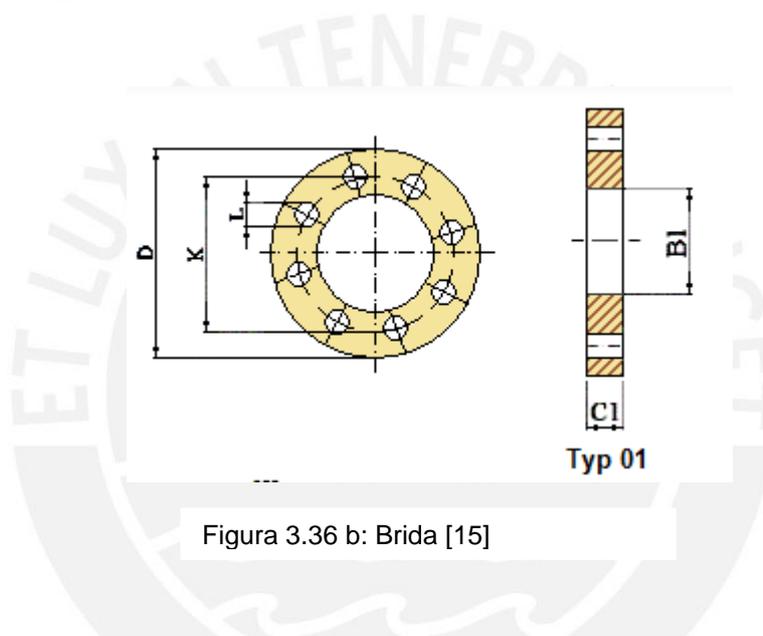


Tabla 3.15: Datos geométricos de brida [15]

DATOS DE BRIDA							
BRIDA						PERNOS	
DN	D	K	B1	L	C1	N	TAMAÑO
1200	1455	1380	1096.75	39	50	32	M36

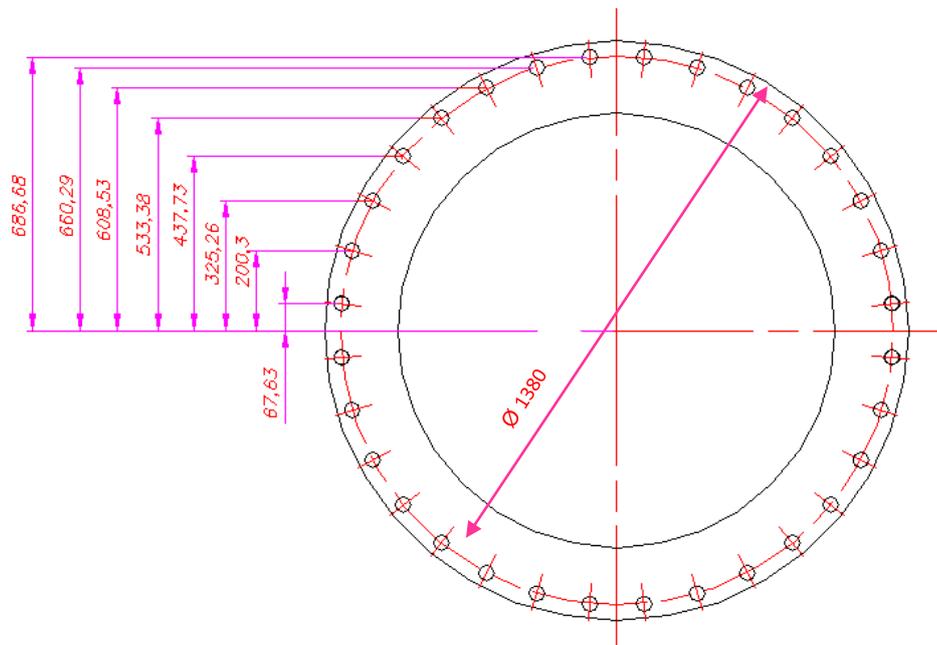


Figura 3.37: Vista frontal de brida [Elaboración Propia]

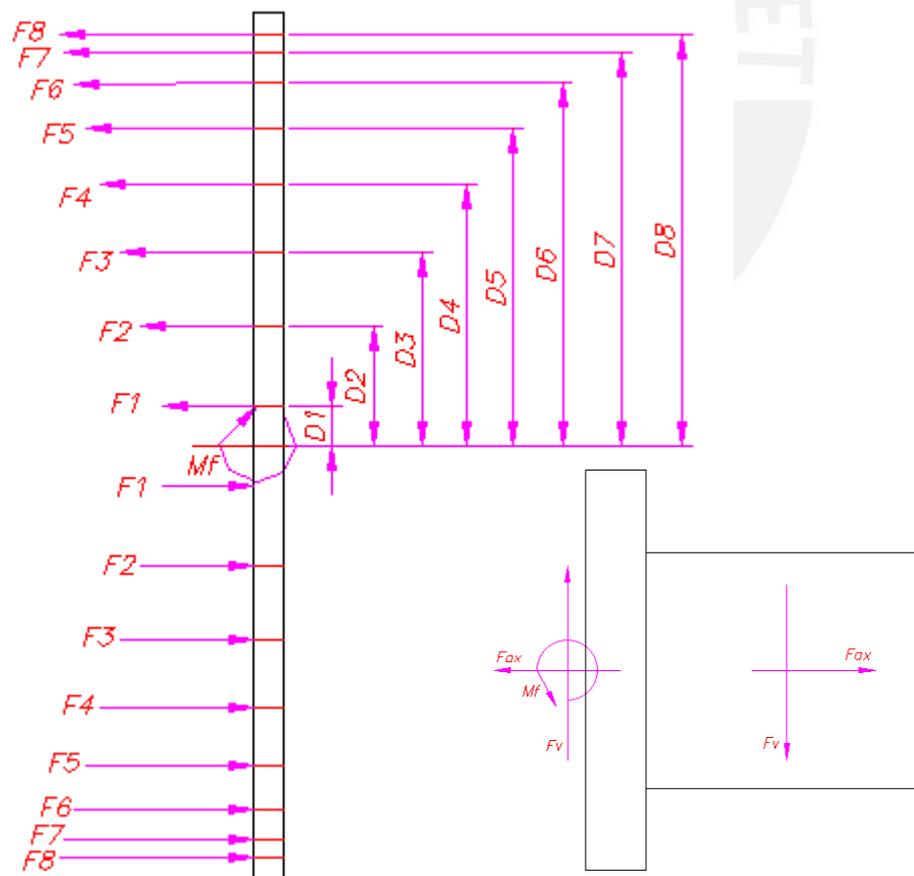


Figura 3.38: Vista lateral de brida [Elaboración Propia]

Para el cálculo de las fuerzas se puede considerar se consideran pernos de clase 431 (acero inoxidable) y que las fuerzas son proporcionales a la distancia al centro de la brida. Es por ello que en la figura 3.38 se puede apreciar geoméricamente esta proporcionalidad. Por otro lado, por equilibrio de fuerzas se puede afirmar la suma de momentos causados por todos los pernos es igual al momento causado por la fuerza vertical.

De lo considerado anteriormente se plantean y resuelven las siguientes ecuaciones [24]:

$$4 \times \sum_{i=1}^8 F_i \times D_i = M_f \quad (3.98) \quad \tan(\rho') = \frac{\mu}{\cos(\frac{\alpha}{2})} \quad (3.103)$$

$$C_t = \frac{\pi \times E}{4 \times \sum_{i=1}^5 \frac{L_i}{D_i^2}} \quad (3.99) \quad d_{cm} = 0.5 \times (d_{ag} + s) \quad (3.104)$$

$$F_{m_max} = \frac{M_{ajustmax}}{\tan(\rho' + \gamma) \times \frac{d_2}{2} + \mu_{ros} \times \frac{d_{cm}}{2}} \quad (3.105)$$

$$\phi = \frac{C_t}{C_t + C_p} \quad (3.100) \quad F_{m_min} = \frac{M_{ajustmin}}{\tan(\rho' + \gamma) \times \frac{d_2}{2} + \mu_{ros} \times \frac{d_{cm}}{2}} \quad (3.106)$$

$$M_{ajustmax} = \frac{M_{ajustmedio} \times 2 \times F_{ajuste}}{(F_{ajuste} + 1)} \quad (3.101) \quad F_{ext_tornillo} = F_{ext} \times \phi \quad (3.107)$$

$$M_{ajustmin} = \frac{M_{ajustmedio} \times 2}{(F_{ajuste} + 1)} \quad (3.102) \quad F_{ext_placa} = F_{ext} \times (\phi - 1) \quad (3.108)$$

• Verificación del tornillo en el montaje

$$\sigma_m = \frac{F_{m_max} \times 4}{\pi \times d_1^2} \quad (3.109) \quad t_m = \frac{M_{ajustmax}}{W_p} \quad (3.112)$$

$$d_0 = \frac{d_2 + d_3}{2} \quad (3.110) \quad \sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_m^2 + 3 \times t^2} \quad (3.113)$$

$$W_p = \frac{\pi \times d_0^3}{16} \quad (3.111) \quad \sigma_{adm} = 0.9 \times \sigma_f \quad (3.114)$$

• Verificación del tornillo durante trabajo

$$F_{tormax} = F_{m_max} + F_{ext} \times \phi \quad (3.115) \quad t_{trab} = t_m \times 0.5 t_{trab} \quad (3.117)$$

$$\sigma_{trab} = \frac{F_{tormax} \times 4}{\pi \times d_1^2} \quad (3.116) \quad \sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{trab}^2 + 3 \times t_{trab}^2} \quad (3.118)$$

$$\sigma_{adm} = \sigma_f \quad (3.119)$$

Verificación de aplastamiento de la placa

$$p_{adm} = 1000 \text{ Mpa} \quad (3.120) \quad A_c = \pi \times \frac{d_1^2 - d_{ag}^2}{4} \quad (3.122)$$

$$p = \frac{F_c}{A_c} \quad (3.121) \quad p < p_{adm} \quad (3.123)$$

En la tabla 3.16 se muestran los datos de los tornillos seleccionados (M32). Por otro lado, en la figura 3.39 se muestra la unión atornillada mostrando las fuerzas externas actuantes.

Tabla 3.16: Datos de perno [24, pp. 41-42], [41]

DATOS		
M36		
d_1 (mm)	36.00	Diámetro nominal
d_2 (mm)	33.40	Diámetro de paso
d_3 (mm)	31.09	Diámetro de raíz
d_ag (mm)	39.00	Diámetro de agujero
s (mm)	55.00	Longitud entre caras
gamma °	2.19	Ángulo de hélice
α °	60.00	Ángulo entre flancos
μ_1	0.15	Coef. de fricción entre filetes
μ_2	0.20	Otros coef. De fricción
n	1.00	Factor de posición de carga
M_ajmedio (N.m)	1500.00	Momento de ajuste medio
Factor_ajuste	1.40	Factor de ajuste
Lp (mm)	120.00	Longitud de perno
d_stb (mm)	32.25	Diámetro de área de sección
σ_f (Mpa)	655.00	Límite de fluencia

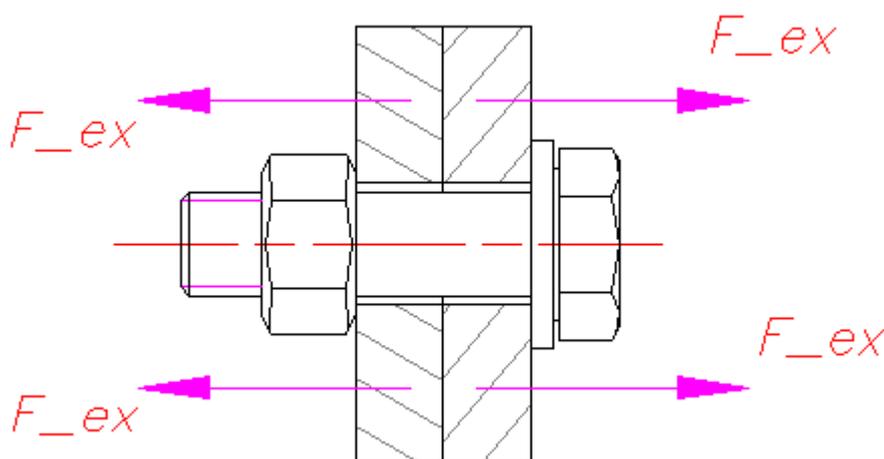


Figura 3.39: Unión atornillada [Elaboración Propia]

En las figuras, 3.40, 3.41 y 3.42 se pueden observar los segmentos del perno, el caso en que se encuentra la unión bridada (caso 3) y el diagrama de fuerza deformación.



Figura 3.40: Segmentos de perno [24, p. 37]

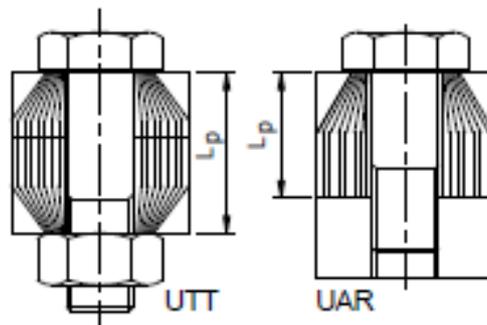


Figura 3.41: Caso 3 [24, p. 18]

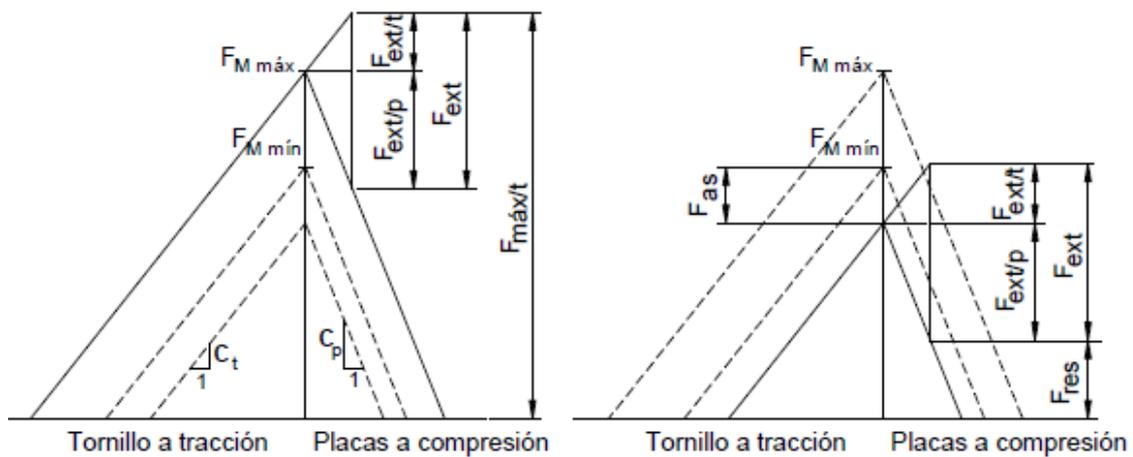


Figura 3.42 Diagrama de fuerza deformación [24]

Por otro lado, en las tablas 3.17 y 3.18 se muestran los resultados parciales y los resultados finales del cálculo de pernos. Con esto se demuestra, que los pernos de la unión no fallan por resistencia ni en el montaje ni en la operación ni por aplastamiento ya que el esfuerzo admisible calculado es mayor que el esfuerzo equivalente.

Tabla 3.17: Cálculos parciales [Elaboración Propia]

Descripción	Símbolo	Valor
Momento de ajuste máximo (N.mm)	Majuste.max	1750
Momento de ajuste mínimo (N.mm)	Majuste.min	1250
Fuerza de montaje máxima (kN)	Fm/max	212
Fuerza de montaje mínima (kN)	Fm/min	151
Fuerza externa (kN)	F_ext	9
Constante de rigidez del tornillo (N.mm)	c_t	1377111
Constante de rigidez de la placa (N.mm)	c_p	5174929
Factor de distribución de carga	Φ	0.21
Fuerza externa al tornillo (kN)	F_ext/t	2
Fuerza externa a la placa (kN)	F_ext/p	7

Tabla 3.18: Resultados finales [Elaboración Propia]

	Símbolo	En el montaje	En el trabajo	Aplastamiento
Esfuerzo cortante	τ (Mpa)	266	133	-
Esfuerzo normal	σ (Mpa)	260	262	-
Esfuerzo equivalente	σ_{eq} (Mpa)	529	349	161
Esfuerzo admisible	σ_{adm} (Mpa)	590	655	1000

Además, en la tabla 3.19 se muestran las fuerzas de rozamiento ocasionadas por cada unión. Con este análisis se demuestra que la fuerza de fricción total ocasionada por todos los pernos es mayor a la fuerza vertical aplicada. En consecuencia, se puede afirmar que la unión atornillada no falla por deslizamiento.

Tabla 3.19: Resultados de fuerzas de fricción [Elaboración Propia]

Descripción de fuerzas	F _{ext/unión} (N)	F _{ex/p} (N)	F _{as} (N)	F _{min} (N)
F1	5762	4552	39630	107247
F2	6510	5143	39630	106656
F3	7214	5699	39630	106100
F4	7848	6200	39630	105599
F5	8387	6625	39630	105174
F6	8810	6960	39630	104839
F7	9102	7190	39630	104609
F8	9250	7308	39630	104491
F1'	5762	-4552	39630	116351
F2'	6510	-5143	39630	116942
F3'	7214	-5699	39630	117498
F4'	7848	-6200	39630	117999
F5'	8387	-6625	39630	118424
F6'	8810	-6960	39630	118759
F7'	9102	-7190	39630	118989
F8'	9250	-7308	39630	119107
Fuerza Total (kN)				3578
Fuerza de fricción (kN)				716
Fuerza vertical (kN)				41

- En el soporte de cilindro hidráulico

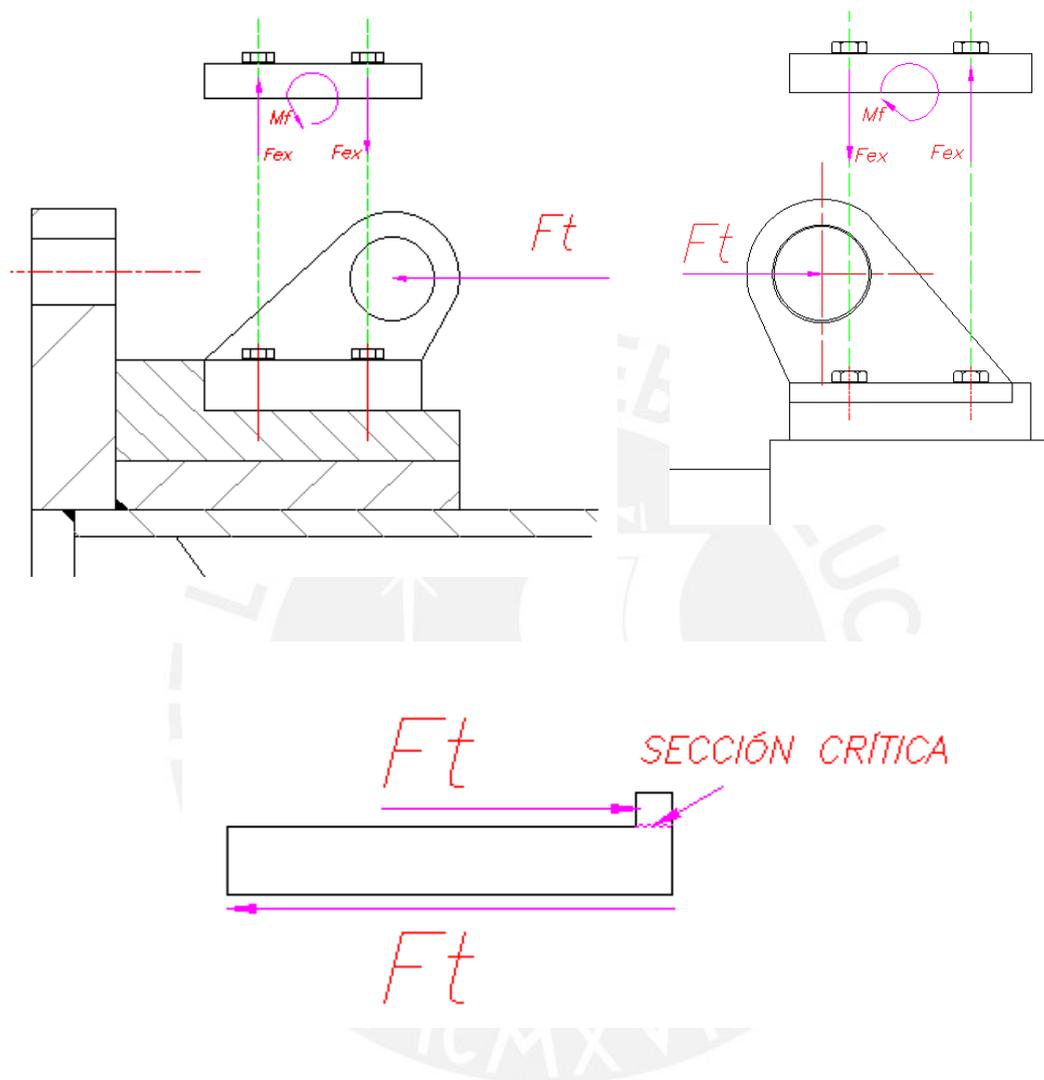


Figura 3.43 Uniones de soporte de cilindro [Elaboración Propia]

Se utilizan las mismas ecuaciones que en el caso anterior para la unión atornillada en este caso con 4 pernos M10 de clase 431 (acero inoxidable).

Se procede a presentar los resultados en la tabla 3.20 y 3.21

Tabla 3.20: Resultados unión atornillada trasera [Elaboración Propia]

	Símbolo	En el montaje	En el trabajo	Aplastamiento
Esfuerzo cortante	τ (Mpa)	266	133	-
Esfuerzo normal	σ (Mpa)	260	262	-
Esfuerzo equivalente	σ_{eq} (Mpa)	529	349	161
Esfuerzo admisible	σ_{adm} (Mpa)	590	655	1000

Tabla 3.21: Resultados unión atornillada delantera [Elaboración Propia]

	Símbolo	En el montaje	En el trabajo	Aplastamiento
Esfuerzo cortante	τ (Mpa)	250	140	-
Esfuerzo normal	σ (Mpa)	271	269	-
Esfuerzo equivalente	σ_{eq} (Mpa)	550	450	150
Esfuerzo admisible	σ_{adm} (Mpa)	590	655	1000

En la sección crítica del tope:

$$\sigma_{eq} = \frac{F_c}{A} = 56 \text{ Mpa}$$

Se puede observar que el elemento no falla por corte ya que el esfuerzo admisible es de 72 Mpa.

Por otro lado, se pueden observar en las tablas 3.20 y 3.21 que los pernos no fallan ya que los esfuerzos equivalentes son menores que los admisibles.

3.9 Análisis de mecánica de fluidos

Se toma parte del análisis del punto 3.4 (Análisis considerando el cono como un deflector estacionario) para hacer el análisis de mecánica de fluidos que incluye análisis de cavitación y golpe de ariete

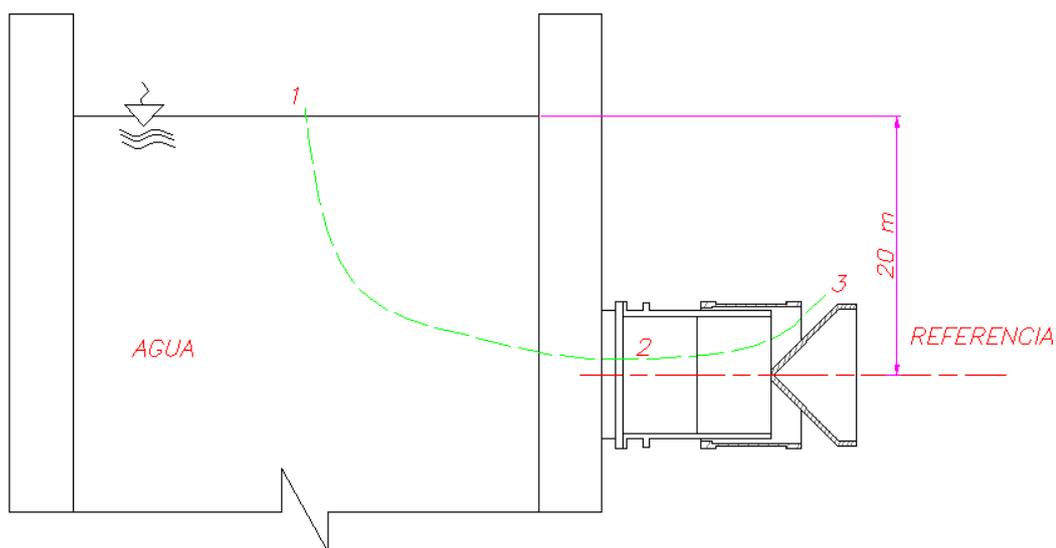


Figura 3.44: Modelamiento del fenómeno [Elaboración Propia]

La ecuación 3.132 representa la relación del coeficiente de pérdidas k y la velocidad de salida

$$\sqrt{\frac{1}{k+1}} \times \sqrt{2 \times g \times Z_1} = V_3 \quad (3.132)$$

✓ Índice de cavitación

Se procede a calcular el índice de cavitación según la ecuación 3.133 para 50% de apertura [25, p. 48]. Para evitar cavitación se espera que la presión interna (P_2) sea menor que la presión de vapor P_v (índice de cavitación mayor a cero).

$$\sigma_{\text{cav}} = \frac{\frac{P_2 - P_v}{\rho \times g}}{\frac{V_2^2}{2 \times g}} \quad (3.133)$$

Tabla 3.22: Datos para apertura de 50% [Datos de tabla 3.1]

Datos		Descripción
P_3 (Pa)	100000	Presión en área de salida
P_2 (Pa)	227999.94	Presión interna
P_1 (Pa)	100000	Presión en punto 1
V_2 (m/s)	11.68	Velocidad interna
Z_1 (m)	20	Altura de punto 1
X/D	0.26	Recorrido de cuerpo móvil
P_v (Pa)	2985.78	Presión de vapor
D (m)	1.065	Diámetro interno
k	0.19	Coefficiente de pérdidas

Reemplazando en 3.137

$$\sigma_{\text{cav}} = \frac{227999.94 - 2985.78}{\frac{1000 \times 9.81}{\frac{11.68^2}{2 \times 9.81}}} = 1.88$$

Los resultados de todos los cálculos para todos los porcentajes de apertura se muestran en la tabla 3.23. Esta tabla está basada en los cálculos realizados en el punto 3.4 obviando las fuerzas axiales y mostrando los valores de presiones e índice de cavitación para cada porcentaje de apertura. En la tabla mencionada anteriormente se puede observar la variación de diversos parámetros conforme varía el porcentaje de apertura de la válvula. Además, es importante mencionar que la tendencia es que la presión estática baje conforme se abre la válvula ya que cuando esto pasa se gana velocidad y presión dinámica dentro de la válvula. Por otro lado, el valor del coeficiente (k), el cual es el factor que define las pérdidas, es hallado por medio de la ecuación 3.132.

Tabla 3.23: Comportamiento del fluido [Elaboración Propia]

% Apertura	X/D	X (m)	k	V_3 (m/s)	A_out (m ²)	Q (m ³ /s)	V_2 (m/s)	P_2 (Pa)	P_2m (Pa)	H_2 (m)	P_v (Pa)	Indice de Cavitación
10.00	0.09	0.10	2.29	10.92	0.23	2.47	2.77	292357.88	192357.88	19.61	2985.78	50.06
20.00	0.14	0.15	0.77	14.88	0.32	4.76	5.34	281926.48	181926.48	18.55	2985.78	12.74
30.00	0.18	0.19	0.51	16.11	0.41	6.59	7.40	268831.80	168831.80	17.21	2985.78	6.17
40.00	0.22	0.23	0.23	17.86	0.49	8.82	9.90	247193.41	147193.41	15.00	2985.78	3.00
50.00	0.26	0.28	0.19	18.12	0.57	10.40	11.68	227999.94	127999.94	13.05	2985.78	1.88
60.00	0.30	0.32	0.15	18.45	0.65	11.99	13.46	205599.72	105599.72	10.76	2985.78	1.17
70.00	0.35	0.37	0.17	18.34	0.72	13.23	14.85	185981.84	85981.84	8.76	2985.78	0.78
80.00	0.39	0.41	0.23	17.90	0.79	14.11	15.84	170792.91	70792.91	7.22	2985.78	0.56
90.00	0.43	0.46	0.31	17.28	0.85	14.70	16.50	160070.58	60070.58	6.12	2985.78	0.44
100.00	0.47	0.50	0.44	16.49	0.91	14.99	16.83	154623.85	54623.85	5.57	2985.78	0.39

X: Recorrido del cuerpo móvil V_3: Velocidad punto 3

D: diámetro interno A_out: Área de salida

K: Coeficiente de pérdidas Q: Caudal

*Velocidad y presiones en puntos son según figura 3.44

V_2: Velocidad en punto 2

P_2: Presión en punto 2

P_2m: Presión manométrica en punto 2

H_2: Presión en mca en punto 2

P_v: Presión de vapor

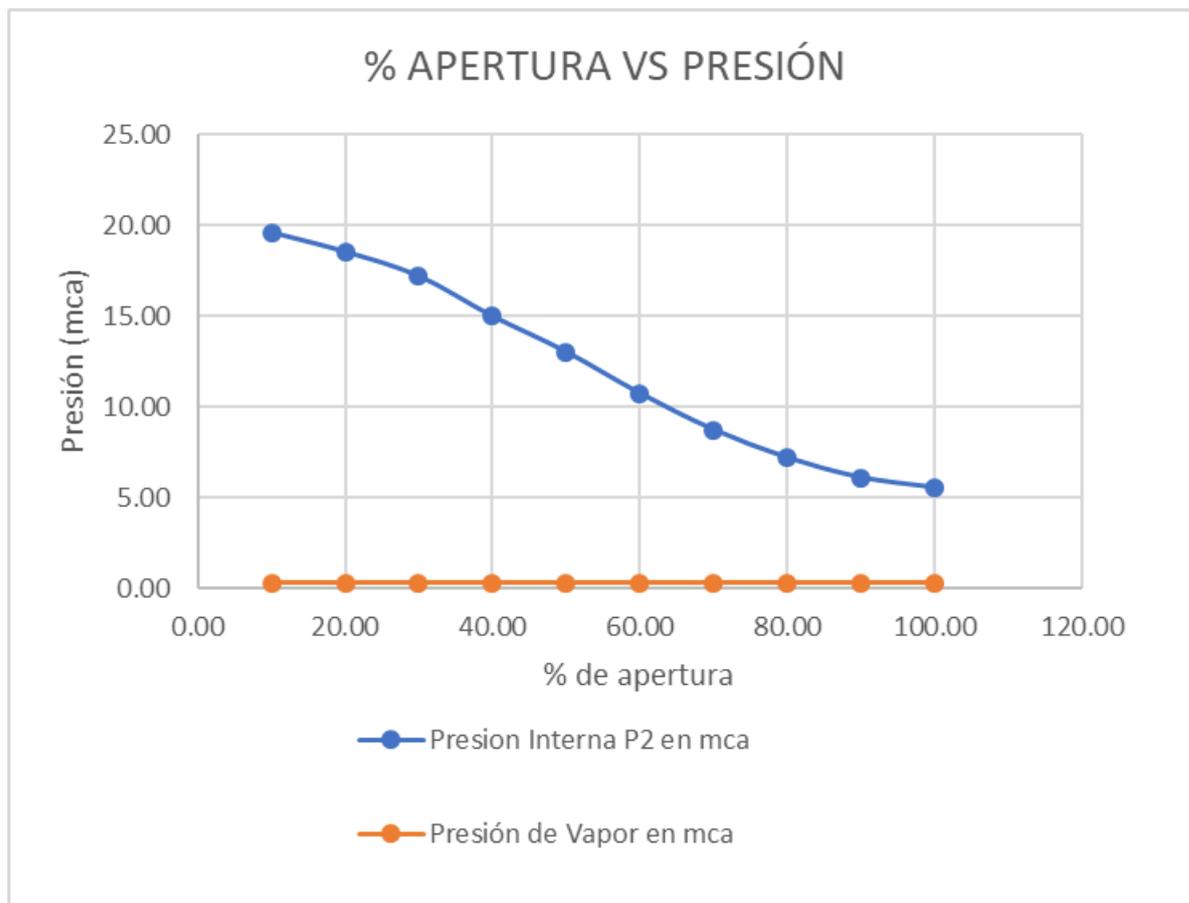


Figura 3.45: % de apertura vs presión [Elaboración Propia]

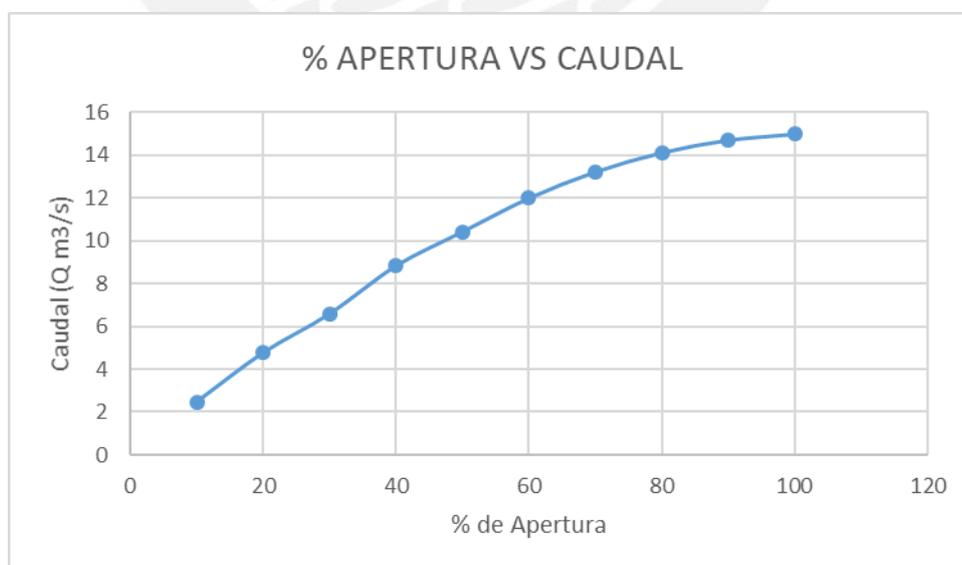
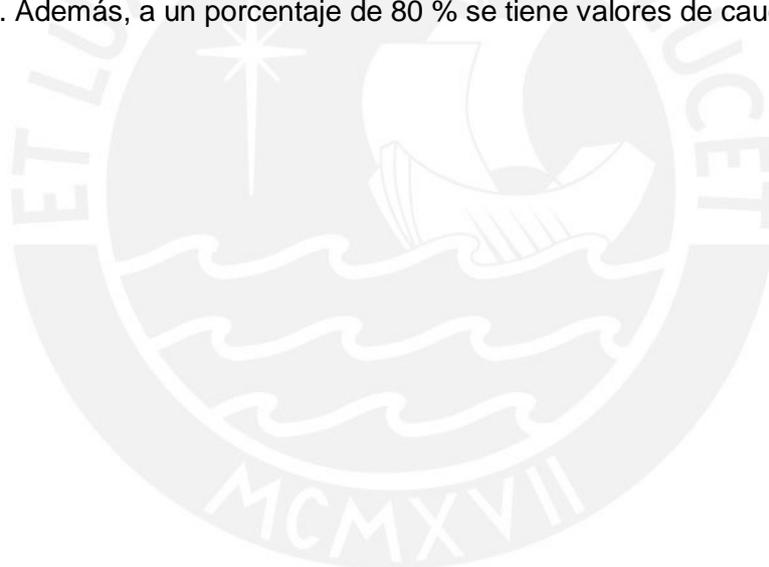


Figura 3.46 : % de apertura vs caudal [Elaboración Propia]

En la figura 3.45 y tabla 3.23 se puede observar el comportamiento de la presión interna (P_2) y la presión de vapor (P_v) para diversos porcentajes de apertura. La tendencia de la presión interna P_2 es bajar con respecto el porcentaje de apertura aumenta. Esto es debido a que cuanto más se abre la válvula la presión dinámica aumenta y por lo tanto la presión estática disminuye. Por otro lado, la presión mencionada no llega al valor de la presión de vapor por lo que se podría decir que no habría cavitación a las condiciones dadas. Además, en la figura 3.46 se puede observar la variación de caudal con respecto al porcentaje de apertura. Se visualiza que de 0 a 80 % se tiene una tendencia lineal y luego la variación del caudal con respecto al porcentaje de apertura es menos sensible. De lo mencionado anteriormente se puede recomendar que se trabaje en lo posible a un porcentaje de apertura de 80% para las condiciones dadas ya que a un porcentaje de apertura de 100 % (como se ve en la tabla 3.23) el valor de coeficiente de cavitación es de 0.39. Además, a un porcentaje de 80 % se tiene valores de caudal cercanos a 15 m^3/s .



✓ **Golpe de ariete**

Se procede a calcular el efecto de sobrepresión por golpe de ariete según la ecuación 3.134 [26] para un cerrado completo desde la apertura total. La velocidad de los pistones es de 3.5 mm/s dando un tiempo total de cerrado de 143 s para una carrera de 500 mm (longitud de salida de chorro).

Datos:

$$V = 16.49 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 54.10 \frac{\text{feet}}{\text{s}}$$

$$P_1 = 0.1962 \text{ MPa} = 28.46 \text{ PSI}$$

$$L = 1910.3 \text{ mm} = 6.27 \text{ ft}$$

$$P = (0.07)(V)(L)/t + P_1$$

(3.134)

$$t = 143 \text{ s}$$

$$P = \frac{(0.07)(54.10)(6.27)}{143} + 28.46 = 28.63 \text{ psi} = 0.1974 \text{ Mpa}$$

$$\% \text{Variación} = \frac{0.1974 - 0.1962}{0.1962} = 0.61 \%$$

Este efecto se considera despreciable porque la variación de presión (0.61%) es muy pequeña debido a que la válvula de chorro hueco se cierra de manera gradual (el tiempo de cierre de válvula es alto). Se comprueba que para el caso de cerrado gradual el análisis de golpe de ariete tiene un efecto despreciable en este caso para las condiciones dadas.

3.11 Frecuencia natural

Se procederá a hallar la frecuencia natural de la válvula puesta en voladizo.

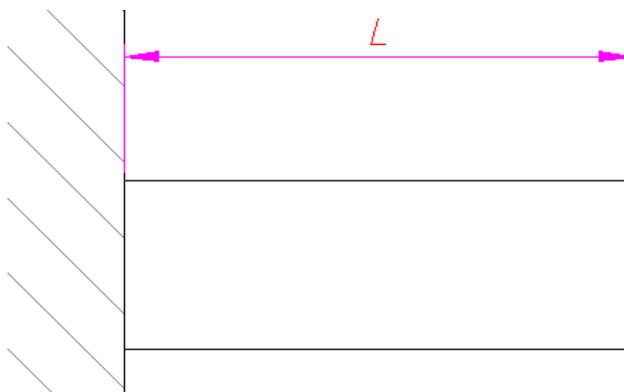


Figura 3.47: Elemento empotrado [Elaboración Propia]

Consideraciones y ecuaciones según [27, p. 658]

$$L = 1.94 \text{ m (largo total según tabla 3.5)} \quad I = \pi \times \frac{D_2^4 - D_1^4}{64} \quad (3.141)$$

$$\alpha = 1.88$$

$$D_2 = 1.09675 \text{ m (según tabla 3.5)} \quad m = F_v \times \frac{1000}{g} \quad (3.142)$$

$$D_1 = 1.065 \text{ m (según tabla 3.5 (DN))} \quad (3.143)$$

$$F_v = 41.35 \text{ kN (según punto 3.2)} \quad w_n = \left(\frac{\alpha}{L}\right)^2 \times \sqrt{\frac{E \times I}{m}} \quad (3.144)$$

$$f_n = \frac{w_n}{2 \times \pi}$$

Tabla 3.24: Tabla de consideraciones y resultados [Elaboración Propia]

Descripción	Símbolo	Valor
Momento de inercia (m ⁴)	I	0.0077
Modulo de elasticidad (Pa)	E	2.1 × 10 ¹¹
Peso por unidad de longitud (kg/m)	μ	7205.96
Longitud (m)	L	1.94
alfa (-)	α	1.88
Frecuencia natural (Hz)	f_n	97.60

Se observa en la tabla 3.24 que la frecuencia natural es de 97.60 Hz, es por ello que se recomienda tener cuidado con cargas con la frecuencia mencionada. Este valor se le da al cliente para que cuando se detecte alguna carga con este valor de frecuencia se tomen medidas inmediatamente.

CAPITULO 4: PLANOS

En el presente capítulo se mostrará la lista de planos necesarios para la fabricación de la válvula.

4.1 Lista de planos

En la tabla 4.1 se lista los planos de ensamble y despiece. El plano de ensamble consta de detalles y vistas necesarias para el entendimiento y el ensamble de la válvula. Por otro lado, los planos de despiece cuentan con la información necesaria para la fabricación de las piezas de la válvula.

El diseño cuenta con 11 planos. La denominación es la siguiente: VCF-XXX-PYY-AZ

VCF: Válvula de cono fijo

XXX: Tipo de plano

PYY: Plano N° YY

AZ: Tamaño de hoja

Tabla 4.1: Lista de planos de la válvula de cono fijo [Elaboración propia]

NOMBRE Y ABREVIACIÓN DE PLANOS	
Abreviación	Nombre
VCF-ENS-P01-A0	Plano de ensamble de válvula de cono fijo
VCF-DES-P02-A1	Plano de despiece de cuerpo fijo
VCF-DES-P03-A1	Plano de despiece de cuerpo móvil
VCF-DES-P04-A2	Plano de despiece de cubierta de sello de prensaestopa
VCF-DES-P05-A2	Plano de despiece de cubierta de sello en cono
VCF-DES-P06-A3	Plano de despiece de cubierta nervios
VCF-DES-P07-A3	Plano de despiece de pasador de pistón
VCF-DES-P08-A3	Plano de despiece de espárrago
VCF-DES-P09-A3	Separador de cabezal
VCF-DES-P10-A2	Desarrollo de cuerpo fijo
VCF-DES-P11-A2	Pivotes

CAPITULO 5: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS Y COSTOS

El presente capítulo consta de dos partes, en la primera parte se presentan las especificaciones técnicas. Por otro lado, en la segunda se mostrará la estimación de costos para la fabricación de la válvula. El costo ha sido dividido en 4 categorías: costo de diseño. costos de elementos estandares seleccionados, costo de armado y finalmente coste de elementos fabricados.



5.1 Especificaciones técnicas

- Funcionamiento

-Apertura y cerrado de la válvula por medio de cilindros hidráulicos y con porcentajes de apertura de 10%, 20% 30%, 40%, 50%,60%,70%,80%,90%,100%.

-Se recomienda operar como máximo a 80% de apertura en lo posible.

-Los caudales esperados cada porcentaje de apertura son dados de manera aproximada en la tabla 3.23.

- Verificaciones periódicas

-Verificar por medio de análisis predictivo las vibraciones en la válvula.

-Verificar de forma periódica que no se desajusten los pernos.

- Materiales

Tabla 5.1: Materiales [Elaboración propia]

Materiales	
Descripción	Material
Cuerpo fijo	Acero inoxidable 316L
Cuerpo móvil	Acero inoxidable 316L
Cubierta de nervios	SAE 64
Pasador de pistón	Inox. 431
Empaquetadura - prensaestopa	Crisolito con grafito
Sello en cono	Caucho natural

El acero inoxidable se escoge por las condiciones a las que trabajará la válvula. El bronce SAE64 ya que este trabajara como guía del cuerpo móvil para moverse los nervios del cuerpo fijo. Este bronce se desgastará y será intercambiable. De esta forma se evita que el cuerpo fijo y móvil se desgasten. Además, el crisolito con grafito se escoge por las propiedades que muestra las cuales fueron explicadas en el punto 3.7.2 (soporta una velocidad de 8 m/s, una presión de 100 bar y una temperatura máxima de 350 °C).

5.2 Estimación de costos

- Costo de diseño

Se considera para los costos de diseño que el diseño lo hace un ingeniero mecánico Junior que tiene un valor de S/. 5000 nuevos soles mensuales. Por otro lado, se considera que el diseño se termina en 8 meses dando un total de S/. 40 000 nuevos soles por el costo de la metodología de diseño. Además, haciendo una proyección de que con esta metodología se podrían fabricar 10 válvulas el costo de diseño por una válvula sería de S/.4 000.

- Costo de elementos estándares seleccionados

Se considera para los costos de elementos estándares seleccionados la cotización brindada por diferentes empresas como Fluidtek, Polimetales, Indutex, entre otros.

En la tabla 5.2 se muestra el detalle de los elementos seleccionados con sus respectivos precios.

Tabla 5.2: Costo de elementos estándar [Elaboración propia]

COSTO DE ELEMENTOS ESTÁNDAR				
Elemento	Cant	Unit	Costo unit.(S/.)	Costo Total (S/.)
Arandela M10	12	Unid	0.40	4.80
Sello	10	m	46.00	460.00
Tornillo de cabeza hexagonal M10x45	24	Unid	2.30	55.20
Tuerca hexagonal M10	8	Unid	0.80	6.40
Prensaestopa	1	Unid	700.00	744.00
Tornillo de cabeza hexagonal M10x50	18	Unid	2.7	45.00
Anillo de retención	4	Unid	5	20.00
Unidad hidraulica	1	Unid	1	51168.00
			Subtotal	52503.4

- Costo de armado

Se considera para el costo de armado que este se puede hacer con tres personas en tres días. Por otro lado, estas personas tienen una jornada diaria de 8 horas con un costo de 100 soles por día. En consecuencia, el costo total de armado sería S/. 900 nuevos soles.

- Costo de elementos fabricados

Se considera para el costo de elementos fabricados que los costos de los procesos de manufactura son los que se muestran en la tabla 4.3.

Tabla 5.3: Costo de procesos de manufactura [40]

PROCESO	COSTO	
Torno	8	\$/hr
Taladro	6	\$/hr
Fresa	12	\$/hr
Banco	6	\$/hr
Rolado	0.3	\$/kg
Soldadura	10	\$/m
Corte	6	\$/hr

Por otro lado, en la tabla 4.4 se muestra el detalle de los elementos fabricados, así como las horas metros o kg que fueron utilizados por cada proceso según corresponda. Con estos datos se puede hacer una estimación de los costos de los elementos fabricados para la válvula.

Tabla 5.4: Costo de elementos a fabricar [Elaboración propia]

COSTO DE ELEMENTOS A FABRICAR												
Elementos	Costo por unidad (\$/u.)	Cantidad a utilizar (u)	Costo del material (\$)	Procesos de manufactura							Costo total de procesos (\$)	Costo total (\$)
				Torno	Taladro	Fresa	Banco	Rolado	Sold.	Corte		
Cuerpo Fijo	12267.29	1	6361.00	3.00	3.00	0.00	0.00	3.00	51.09	2.00	565.78	12833.07
Cuerpo Movil	9241.00	1	4241.00	3.00	2.00	0.00	0.00	3.00	15.63	2.00	663.84	9904.84
Esparrago M10	4.20	12	50.00	1.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	25.88	75.88
Pasador de pistón	500.00	1	500.00	2.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	1.00	71.17	571.17
Cubierta De Nervios	25	4	100.00	1.00	0.50	0.00	1.00	0.00	0.00	0.00	55.00	155.00
											Subtotal (\$)	23539.96
											Subtotal (\$/)	76151.77

Finalmente se muestra en la tabla 4.5 los subtotales de los 4 puntos tratados anteriormente y el costo total de la válvula en nuevos soles.

Tabla 5.5: Costo total [Elaboración propia]

COSTO TOTAL	
Costo de diseño (S/.)	4,000.00
Costo de elementos estandar (S/.)	52503.40
Costo de elementos fabricados (S/.)	76151.77
Costo de armado (S/.)	900.00
Total (S/.)	133 555.17
Total (\$) (Sin Igv)	41 284.44

Se puede observar en la tabla 4.5 que el costo total sin IGV es de \$ 41 284.44. Además, es importante recalcar que se cotizó una válvula de un fabricante en Estados Unidos y el precio cotizado fue de \$190 000.

Conclusiones

- El presente diseño cumple el objetivo de diseñar una válvula reguladora de chorro hueco para un salto neto máximo de 20 m y un caudal máximo de $15 \frac{m^3}{s}$, ello se garantiza mediante los cálculos y la metodología propuesta en la presente tesis.
- Se concluye que importar una válvula desde el extranjero no es la opción mas viable. Esto debido a que estas están hechas para un rango de parámetros (caudal y altura) que muchas veces están lejos de los requerimientos del cliente y esto lo hace excesivamente caro en comparación de hacer un diseño propio.
- El costo total aproximado de la válvula diseñada es de \$ 41 000., el cual resulta un precio rentable para el medio local en comparación con otras opciones que se puedan encontrar en el exterior.
- Se concluye que para la operación de la válvula se puede tener un caudal de salida cercano al máximo ($15 \frac{m^3}{s}$) a un porcentaje de apertura de 80 %.
- Se concluye que el espesor de la válvula Howell Bungler está determinado por el análisis de vibraciones y el análisis estático. En la presente tesis, el resultado fue que el análisis de vibraciones resultó más crítico.
- Se concluye que la válvula diseñada tiene buenas disposiciones para el mantenimiento ya que se analizó detenidamente detalles constructivos para que ciertos componentes que se gastan en el tiempo puedan poder ser removidos y reemplazados con facilidad.

Observaciones y recomendaciones

- Se recomienda añadir un sistema de control automático a la válvula para que la apertura y cerrado de esta se haga de forma automatizada según las condiciones de salto neto y caudal que se puedan requerir o presentar.
- Se recomienda hacer un análisis de fluidos computacional (CFD) para observar el comportamiento del fluido en la válvula para diferentes porcentajes de apertura. Esto para determinar puntos críticos de presión y velocidad y así poder mejorar el diseño. Además, poder observar la posible existencia de ondas de presión re circulantes y ver si este efecto podría ser una oportunidad de mejora.
- Se recomienda hacer un análisis de elementos finitos usando las cargas calculadas y posibles efectos adicionales que podrían ser encontrados con el análisis CFD. Esto con el objetivo de verificar los resultados obtenidos en la presente tesis y ver la posibilidad de un mejoramiento del diseño.
- Se observó que no existe un estudio con respecto a un análisis de vibraciones en el cono. Se recomienda hacer un análisis en este con el objetivo de tener un panorama más completo de este componente.
- Se recomienda hacer un análisis del desgaste interno del cuerpo de la válvula con CFD. En consecuencia, si es posible llegar a una ecuación que relacione desgaste-tiempo para saber cuál es el efecto de posibles elementos que podrían acompañar al agua y que podrían desgastar el acero inoxidable.
- Se recomienda hacer un análisis CFD con el objetivo de observar el comportamiento del fluido con partículas sólidas y el efecto que este tiene en las paredes internas de la válvula con respecto al desgaste que se puede generar.
- Existen dos condiciones en las que se puede analizar por fatiga: por la apertura y cerrado de la válvula y por la variación de presión dentro de la válvula. Se realizó el cálculo pero no se incluyó en la presente tesis ya que el efecto era despreciable.

Bibliografía

- [1] Allis Chalmers, «Howell Bunguer and Ring Jet Valves,» s.f. [En línea].
Disponible:
https://www.arlis.org/docs/vol2/hydropower/APA_DOC_no._3050.pdf.
- [2] J. Prettyman, «Considerations for Hood Placement and Design,» 2014. [En línea].
Disponible:
<https://digitalcommons.usu.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=3130&context=etd>.
- [3] A. Mercer, «Symposium Stockholm Transactions Part1,» 1970. [En línea].
Disponible:
http://www.iaea.org/inis/collection/NCLCollectionStore/_Public/03/016/3016035.pdf.
- [4] JFS, «Fixed Cone Valve,» s.f. [En línea]. Disponible:
<http://www.bjffs.com/catalogue/fixe%20cone%20valve10/JFS%20Fixed%20Cone%20Valve%201.pdf>.
- [5] ENGTIPS, «Allowance for stainless steel,» 11 2006. [En línea]. Disponible:
<https://www.eng-tips.com/viewthread.cfm?qid=171512>.
- [6] Boheler, «Boheler Peru,» 2018. [En línea]. Disponible:
<http://www.bohelerperu.com/media/ANTINIT%20316L.pdf>.
- [7] PUCP, «Resistencia de materiales 2,» s.f.
- [8] M. Hawad, «ASME,» Mayo 1980. [En línea]. Disponible:
<http://pressurevesseltech.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1454523>. [Último acceso: 11 Octubre 2018].
- [9] T. Fagerburg, «Fixed Cone Valve prototype test,» 1983. [En línea]. Disponible:
<http://www.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/a129444.pdf>.
- [10] M. Kawashima, «Hydraulic Characteristics of Hollow Cone Valve with Hood,» s.f. [En línea]. Disponible:
<https://digitalcommons.usu.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=3130&context=etd>.
[Último acceso: 13 09 2018].

- [11] M. Potter, «Mecánica de Fluidos,» s.f. [En línea]. Disponible:
<https://www.scribd.com/document/76713593/Mecanica-de-fluidos-Potter-Wiggert>. [Último acceso: 13 09 2018].
- [12] ROSS VALVE, «Nebula,» s.f. [En línea]. Disponible:
<http://nebula.wsimg.com/e0df49b019c6e3a285e31a677a9d30fb?AccessKeyId=C0D36216EA93C3BB9CFC&disposition=0&alloworigin=1>.
- [13] SPECMA, «General information on stuffing box,» s.f. [En línea]. Disponible:
<http://docplayer.net/38122903-General-information-on-stuffing-box-packings.html>.
- [14] ORBINOX, «Fixed cone valve,» s.f. [En línea]. Disponible:
<http://www.orbinox.com/ch-fixed-cone-valves>.
- [15] Valvias, «DIN EN 1092-1 PN-10 Flange,» 2013. [En línea]. Disponible:
<http://www.valvias.com/flange-din-en-1092-1-pn-10.php>.
- [16] Indutex, «Empaquetadura de Crisolito,» s.f. [En línea]. Disponible:
http://www.indutex.com.pe/empaquetadura_crisolito_idx-130.html. [Último acceso: 2018 09 15].
- [17] D. F. Denny y D. E. Turnbull, «Sealing Characteristics of Stuffing-Box Seals for Rotating Shafts,» 01 06 1960. [En línea]. Disponible:
https://www.researchgate.net/publication/245523823_Sealing_Characteristics_of_Stuffing-Box_Seals_for_Rotating_Shfts.
- [18] WEG, «Electric Motor Selection,» s.f. [En línea]. Disponible:
http://ecatalog.weg.net/TEC_CAT/tech_motor_sel_web.asp?cd_producto=102&CD_CATEGORIA_PRODUTO=81&cd_mercado=000U&cd_idioma_cat=EN&cd_empresa=110#.
- [19] EngineeringToolbox, «EngineeringToolbox,» s.f. [En línea]. Disponible:
https://www.engineeringtoolbox.com/friction-coefficients-d_778.html. [Último acceso: 2018 09 24].
- [20] B. Barriga, «Selección de Cilindros Hidraulicos,» s.f. [En línea]. Disponible:
<https://www.scribd.com/document/291181396/Metodologia-Seleccion-Componentes-Hidraulicos-2>.

- [21] B. Barriga, «Selección de cilindros y bombas hidráulicas,» s.f. [En línea]. Disponible: <https://www.scribd.com/document/291181396/Metodologia-Seleccion-Componentes-Hidraulicos-2>.
- [22] CASAPPA, «Gear Pumps and Motors / Aluminium body,» 2012. [En línea]. Disponible: <https://www.casappa.com/en/c/downloads/category/2/>.
- [23] K. Paulsen, «UNIONES SOLDADAS,» s.f. [En línea]. Disponible: https://ares.pucp.edu.pe/pucp/document/dowdocum/dowdocum;jsessionid=0000Vy_RJN3abG0S3ORZettLnxq:1bta4f6d7?accion=VerDocumento&documento=03031051.
- [24] K. Paulsen, Uniones Atornilladas, s.f.
- [25] F. Neilson, «HOWELL BUNGER VALVE VIBRATION,» 09 1971. [En línea]. Disponible: <https://usace.contentdm.oclc.org/digital/api/collection/p266001coll1/id/4912/download>.
- [26] Engineering ToolBox, «Water Hammer,» 2005. [En línea]. Disponible: https://www.engineeringtoolbox.com/water-hammer-d_966.html. [Último acceso: 10 09 2018].
- [27] H. Reinhard, Schwingungslehre Fur Ingenieure, Zurich, s.f.
- [28] Fluid Sealing Association, « SEALING SENSE,» 09 2008. [En línea]. Disponible: <http://www.fluidsealing.com/sealingsense/Sep08.pdf>.
- [29] Valvias, «Coeficiente de Descarga de una Válvula,» 2013. [En línea]. Disponible: <http://www.valvias.com/coeficiente-de-descarga.php>.
- [30] Rodney Hunt, «Rodney Hunt Howell-Bunger Valve,» s.f. [En línea]. Disponible: <http://literature.puertoricosupplier.com/003/CM2273.pdf>.
- [31] Inhisa, «VÁLVULA DE CHORRO HUECO CÓNICO TIPO HOWELL-BUNGER,» s.f. [En línea]. Disponible: <http://grupo-inhisa.com/valvulas/howell-bunger/>.
- [32] Ana, «Evaluación del río Chilli,» 12 2009. [En línea]. Disponible: http://www.ana.gob.pe/sites/default/files/publication/files/v1_completo_0_0.pdf.
- [33] N. Parro, «PRELIMINARY DESIGN OF A DAM IN THE SERTÃO BROOK,» 08 03 2010. [En línea]. Disponible: <https://fenix.tecnico.ulisboa.pt/downloadFile/395145843698/Resumo.pdf>.

- [34] C. Warnet, «A Descriptive Definition of Valve Actuators,» 06 2004. [En línea]. Disponible:
http://www.mcilvainecompany.com/Decision_Tree/subscriber/Actuator/ADescriptiveDefinitonofValveActuators.htm.
- [35] ASME, «ASME,» 2002. [En línea]. Disponible:
<http://pishgam.co.ir/files/8527/DomainTemplates/pishgam.co.ir/timages/ASME-B31.3.pdf>.
- [36] RH, «Howell Bunger Discharge Valves,» s.f. [En línea]. Disponible:
<https://www.environmental-expert.com/files/7894/download/549220/7.pdf>.
- [37] Quora, «Dam structure,» s.f. [En línea]. Disponible:
<https://www.quora.com/What-is-a-profile-diagram-for-a-dam-Why-is-it-drawn-If-a-dam-structure-is-given-to-two-engineers-will-the-output-profile-diagram-be-the-same>.
- [38] K. Paulsen, «Uniones Soldadas,» s.f, p. 3.
- [39] Wikimedia, «Fixed Cone Sleeve Valve,» s.f. [En línea]. Disponible:
https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Fixed_cone_sleeve_valve_schema.svg.
- [40] S. Medina, «DISEÑO DE UNA MÁQUINA COMPACTADORA DE BOTELLAS,» 2012. [En línea]. Disponible:
http://tesis.pucp.edu.pe/repositorio/bitstream/handle/123456789/1655/MEDINA_BARRENECHEA_SAMUEL_COMPACTADORA_BOTELLAS_PL%C3%81STICO.pdf?sequence=1&isAllowed=y.
- [41] AZO, «Stainless Steel - Grade 431,» s.f. [En línea]. Disponible:
<https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=1023>.

ANEXOS

Control automático

Para la válvula Howell Bungler se aplicará el control automático para el control del caudal. Para esto lo que esta tesis propone es tener un control de lazo cerrado. Donde el dato a medir sea el nivel del agua y donde se mida como resultado el caudal del agua a la salida de la válvula. A continuación, se presentará el esquema que se propone para el control automático de la válvula diseñada.

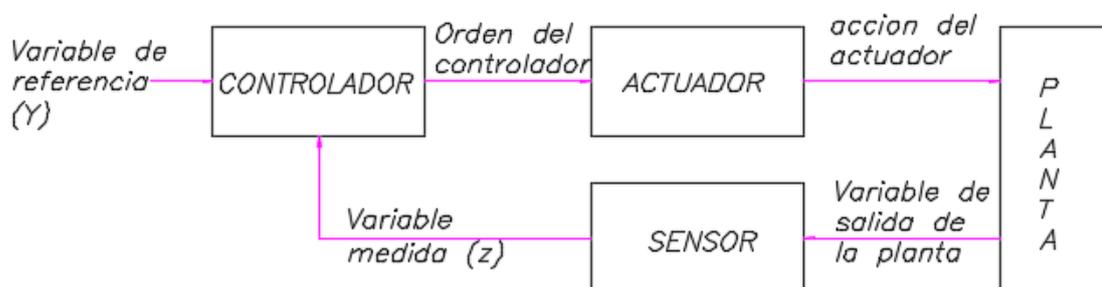


Figura Diagrama de lazo cerrado (Fuente: Propia, 1970)

En la figura 5.1 se puede observar que existe un dato de entrada, un dato de salida en la medición, así como un plante. A continuación, procederemos a aplicar el control automático de lazo cerrado en el componente que es la válvula reconociendo que variable cumple cada parámetro.

Variable de referencia (y): Nivel del agua y caudal

Controlador (C): Es el algoritmo que controlara la válvula.

Actuador: Cilindros hidráulicos

Sensor: En este caso un sensor de altura y un sensor de caudal.

Se propone el diagrama de lazo cerrado anterior para el control de la válvula. El controlador debe ser escogido dependiendo de cómo se comportan las variables podría ser un controlador PID por ejemplo.

Por otro lado, se procede a dar una ecuación importantísima para el control de la válvula que está muy relacionada con cuanto debe abrirse la válvula para obtener cierta cantidad de caudal.

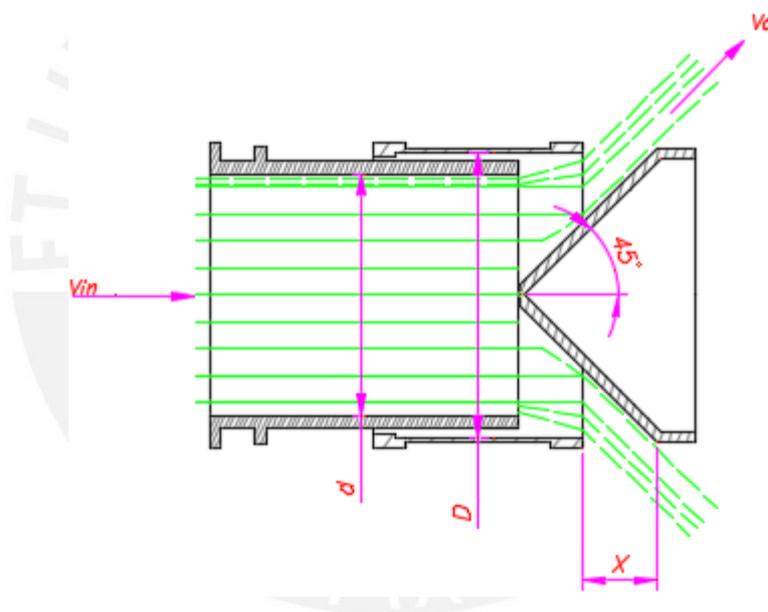


Figura : Flujo de agua en la válvula (Fuente: Propia, 1970)

De los parámetros dados en el dibujo se puede deducir la siguiente expresión que refleja como varía el caudal conforme varía el parámetro X . Además, el parámetro X refleja cuanto debe moverse el vástago del cilindro hidráulico que es el actuador del sistema.

La ecuación del caudal variable sería la siguiente:

$$Q_0 = 2 \times \pi \times \frac{X}{\sqrt{2}} \times \left(\frac{D}{2} - \frac{X}{4} \right) \times V_0$$

$$Q_0 = 2 \times \pi \times \frac{X}{\sqrt{2}} \times \left(\frac{D}{2} - \frac{X}{4} \right) \times \sqrt{2 \times g \times H_{neto}}$$

Con esta ecuación se puede saber cuánto debe ser la apertura (X) para una variación de altura (H_net) para mantener el caudal (Q_0) constante. Esta ecuación debe ser insertada en el controlador y este debe mandar una señal de mando al actuador para que abra o cierre la válvula según convenga.

Cotizaciones

PLANCHAS ACERO INOX A -240 CALIDAD 316 L (GRADO 316 L) 5 /8" X 1500 X 6000 ACABADO N1
 IMPORTE \$ 5.141.50 DOLARES CADA UNO

MAS IGV 18 %

CAMBIO DEL DÍA 3.34

Saludos cordiales,



POLIMETALES

LUIS PORRAS FAYO
 Ejecutivo de Ventas

lpurras@polimetales.com

Central: (511) 619-3600 Anexo 7732

Móvil: 99822-4180

Av. Argentina N° 2787 – Lima 1

www.polimetales.com

CUENTAS BANCARIAS POLIMETALES SAC

BANCO	MONEDA	CUENTA
BCP	DOLARES	191-0791983136
BCP	SOLES	191-0682485086
SCOTIABANK	DOLARES	000-2259783
SCOTIABANK	SOLES	000-9363394
INTERBANK	SOLES	042-3000122924

Figura Cotización polimetales



Lima, 29 de Octubre de 2018

Sr. John Oliver Taco Lopez
 Email: john.taco@pucp.edu.pe

Ref.: Empaquetaduras trenzadas

Prof.: 0018-2018/AO

Estimado Señor,

Nos es grato presentarle nuestra propuesta según lo solicitado:

ITEM	DESCRIPCION	Precio por Kg	CANTIDAD	PRECIO (US\$)
1	EMPAQUETADURA CUADRADA DE CRISOTILO GRAFITADO DE 12mm	US\$ 10.2	30 Kg	306.00
			IGV	55.08
TOTAL (US\$)				361.08

Tiempo de entrega: Inmediata en nuestra planta

Favor realizar el pago a la CTA. DOLARES DEL BCP = **191-0740132-1-90**

A nombre de INDUTEX S.A.C.



Figura Cotización indutex

POLIMETALES
ACERO INOXIDABLES Y OTROS ACEROS
 Av. Argentina 2787, Lima / Ruc 20100456495
 Teléfono : 619-3600 / www.polimetales.com

Cotización
N° 293753

Señores : 10082375347 PRECISION INDUSTRIAL HINAJO SR JON TACO 941-752-243
 R.U.C. : 012012012012
 Atención :
 Teléfonos :
 Dirección : .., LIMA - LIMA

Fecha : 31/10/2018 00.00.00
 Moneda : DOLARES AMERICANOS
 Validez Oferta : 1 días
 Plazo Entrega :
 Forma Pago : Contado

Estimados Señores :

En atención a su solicitud, nos es grato cotizarles los siguientes materiales :

ITEM	CODIGO	CANT.	U.M.	DESCRIPCION	PESO	P. UNIT.	TOTAL
1	125551	1.000	PZA	PLANCHA ACERO INOX. A-240 C-316 L 2" X 4' X 8' N1 (PLUS)	1,207.730	7,261.70	7,261.70
SUB TOTAL							7,261.70
IMPUESTO							1,307.11
TOTAL A PAGAR US\$							8,568.81

Nota :
 * Confirmar su pedido con orden de compra
 * Esta cotización deja sin efecto todas las anteriores.
 * La garantía de los productos es por 12 meses calendarios desde la fecha de entrega.
 Dicha Garantía no cubre el mal uso del material, sólo fallas de origen.
 * Los pesos son referenciales.

Sin otro Particular, y a la espera de una pronta respuesta nos despedimos de ustedes.

Atentamente,

Luis Humberto Porras Fayo
 Asesor(a) Técnico(a) Comercial
 Teléfono : 619-3600 Anexo 7732
 Celular : 998224180
 Email : lporras@polimetales.com

Cuentas Bancarias :
 Bco. Crédito S/ 191-0682485-0-86
 Bco. Crédito \$: 191-0791983-1-36
 Bco. Continental \$:362-0100008318
 Interbank \$ 042-3000122915
 Scotiabank \$ 000-2259783


 Figura Cotización polimetales



FLUIDOTEKS S. R. L.
HELMATICA HIDRAULICA VALVULAS MULTIFLUIDOS



COTIZACION N° MBP078654-2018

SEÑORES

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU

Atencion : Sr. John Taco López

FECHA
RESPONSABLE
REFERENCIA

10/07/2018
Ing. Marco Bello
HIDRAULICA

De nuestra mayor consideración :

En atención a su amable solicitud de cotización, tenemos el agrado de presentarles nuestra oferta económica por los componentes mencionados de la referencia

POS	N.º DE PEDIDO	DESCRIPCION	CANT	Precio Unitario	Precio Total
1	SS1D-ER	SISTEMA OLEOHIDRAULICO DE ACCIONAMIENTO VALVULA CHORRO HUECO	1,00	12088,40	12088,40
	CH-100x50x600ARPP	ACTUADOR HIDRAULICO DOBLE EFECTO Descripción Técnica : DIAMETRO DE EMBOLO : 100mm DIAMETRO DE VASTAGO : 50mm CARRERA : 600 mm SUJECCION DE OLINDRO : PIVOTE DELANTERO SUJECCION VASTAGO : HORQUILLA OLINDRO ACERO ST 52 VASTAGO CROMADO CK 45 SELLOS PERBUNAN (NBR) PRESION MAXIMA PRUEBA 200 BAR AREA DE APLICACION : cm² AMORTIGUACION AJUSTABLE Marcas para Armado de Pistones : Sellos: Parker (USA) Tubos y Vástagos IMPORTADOS ESPECIALES : AL (Alemania) Garantía: 1 Año Repuestos: Garantizado 5 años	2,00		
	UPH-19.7.5-160	UNIDAD DE PRESION HIDRAULICA Desarrollo de caudal de litros/min con motor de 0,5HP. LA UNIDAD INCLUYE : MOTOR ELECTRICO 0,5 HP MARCA 1 WEB 2,00 CAMARANA PROTECTORA ESPECIAL MOTOR - BOMBA 2,00 ACOPLE FLEXIBLE ESPECIAL MOTOR-BOMBA 2,00 BOMBA ENGRAJADA BRIDA SAE 1 CC/REV 250BAR GEIGO N EL PS CC/REV 200 BAR 90°/P N PS 2,00 FILTRO DE SUCCION G 3/4 MS990 MAG BY PASS 4L/MIN H180207 2,00 FILTRO DE RETORNO G 1 PGE60 MAGNET 2ND SS L/MIN H1810096 1,00 FILTRO DE LLENADO HERO HHT3220 1,00 INDICADOR DE NIVEL Y TEMPERATURA 158 MM 1,00 VALVULA CHECK 40 L/MIN (APERTURA 2 BAR) 1,00 BOMBA MANUAL 25 CC 250 BAR DOBLE EFECTO SIN TANQUE 1,00 VALVULA LIMITADORA DE PRESION 25-210 BAR 45 L/MIN 1,00 MANOMETRO 60 MM CON ENF G 1/4 0-250 BAR 1,00 BLOQUE MANIPULOS DE CONEXIONES 1,00 VALVULA DE DISTRIBUCION 4/3 0M6 (03) C11 FT CON 80 L/MIN 1,00 VALV. ESTRANGULADORA CON CHECK DN20 G 3/8 400BAR 2,00 TANQUE 30 LITROS 1,00 ACCESORIOS INTERIORS 1500 1,00	1,00		
	TAB-01	TABLERO ELECTRICO DE UPH LOCAL Considerando la potencia total de 1 HP , Opdon LOCAL Incluye : Panel de Control y Tablero Eléctrico. INCLUYE LEMET SWITCH (abiertos cerrados) PULSADOR DE EMERGENCIA ; PLOTOS ; SELECTOR DE 3 POSICIONES ; PULSADORES HERMETICOS ; CONTACTORES ; LLAVE DE FUERZA ; BORNERA RELE TERMICO ; CAJA METALICA ; REL DIN ; DEMAS ACCESORIOS. SISTEMA PARA CONTROL TOTAL DE FAJAS ASI COMO DE PISTONES DE POSICIONAMIENTO DE COMPUERTA. INCLUYE GABINETE DE CONTROL-FUERZA. CONTROL ESPECIALIZADO PARA OLINDRO HIDRAULICO. INCLUYE MICRO-CONTROLADOR AB.	1,00		



FLUIDTEK S. R. L.
NEUMÁTICA HIDRÁULICA VALVULAS MULTIPLOSOS



INST-01	ACCESORIOS DE INSTALACION HIDRAULICA	1,00			
	<p>Todos los accesorios considerados para altas presiones y caudales.</p> <p>TUBERIA EN ACERO INOX, CONECTOR RECTO , CODOS 90GRADOS</p> <p>MANGUERAS Y CONECTORES DE INSTALACION</p> <p>ACCESORIOS ADICIONALES</p> <p>MARCA : BELL HERMETIC</p> <p><i>NOTA - Esta considerado la distancia entre UPN y el Cilindro hidráulico no mayor a 5 metros para las tuberías y/o mangueras (distancias mayores se tendrá que recotizar los accesorios)</i></p> <p><i>PERSONAL PARA CAPACITACION DE PERSONAL PARA EL USO DE LOS EQUIPOS EN LIMA</i></p> <p>NO INCLUYE INSTALACION DE LOS EQUIPOS</p>				
2	RHM0550MD601A01	SENSOR DE POSICION DE 600 MM DE LONG PARA CILINDRO HIDRAULICO	1,00	3500,00	3500,00

INCLUYE :

La cotización incluye los siguientes ítems:

1. Fabricación aprobados previamente por **EL CLIENTE**.
2. Cronograma de Ingeniería y Fabricación.
3. Listado de Repuestos Críticos.
4. Manual de Mantenimiento Y Operación .Planos eléctricos, hidráulicos.

LA GARANTIA CONTRADEFECTOS DE FABRICA ES POR 1 AÑO

TOTAL: US\$ 15.588,40

FORMA DE PAGO 50 % ADELANTADO - 50% CONTRAENTREGA DE EQUIPOS

TIEMPO DE ENTREGA 7-8 SEMANAS DESPUES DE SU ORDEN DE COMPRA

VALIDEZ DE LA OFERTA UN MES

NOTA **LOS PRECIOS NO INCLUYEN IGV**

Agradeciendo a la atención que brinde a la presente, quedamos a su disposición para cualquier consulta que considere necesaria

Muy Atentamente

ING. MARCO BAILA
NEXTEL 814*3608

Figura Cotización Fluidtek

Jim Pearman <jpearman@rossvalve.com>

to me ▾

John,

Jun 29, 2018, 8:52 AM ☆ ↶

Short answer is no. Longer answer ... our budgetary estimating price of \$190,000 includes freight to US port dockside including suitable export packaging/crating, etc.

CIF from US port dockside to port of entry in Lima (Perú) and other taxes, etc. are not included. 42" FCV including export packaging/crating, etc. will fit within standard shipping container, so we would estimate CIF freight costs, insurance, etc. would be something like \$7,500 or so.

Figura Cotización RossValve

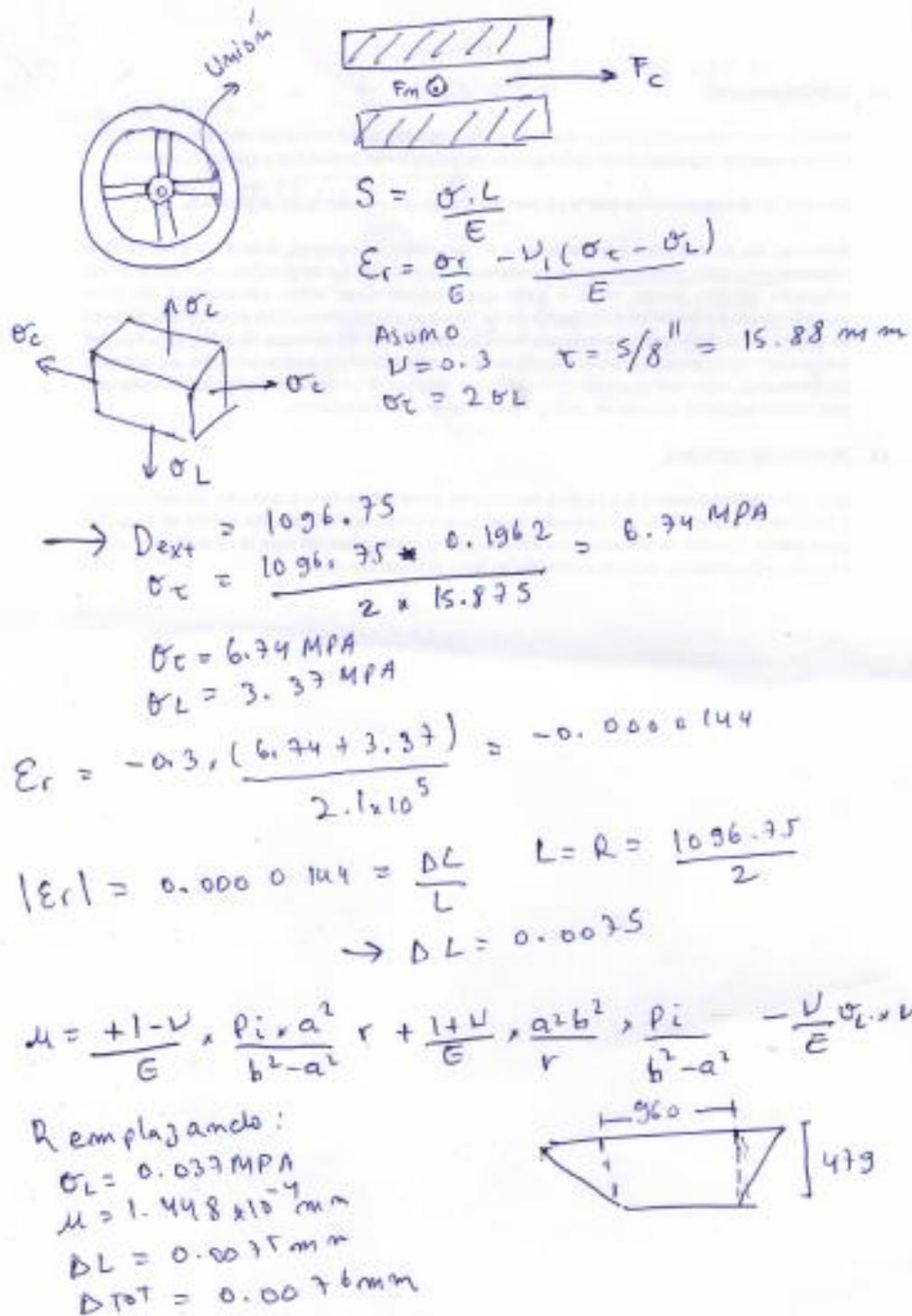
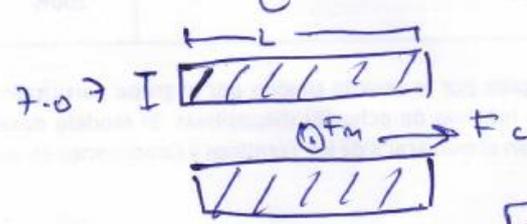


Figura: Cálculo de fuerza en unión 2 [Elaboración propia]

$$\frac{PL}{EA} = \frac{\sigma L}{E}$$

$$\rightarrow 0.0076 = \frac{\sigma L}{E} \rightarrow \sigma_m = 3.33 \text{ MPA}$$


$$\rightarrow F_m = A \cdot \sigma_m \rightarrow \boxed{F_m = 50.75 \text{ kN}}$$

$$F_c = F_{ax} / 4 \rightarrow \boxed{F_c = 43.70 \text{ kN}}$$

Figura: Cálculo de fuerza en unión 2 [Elaboración propia]



Detalle de Cálculo Unión 1

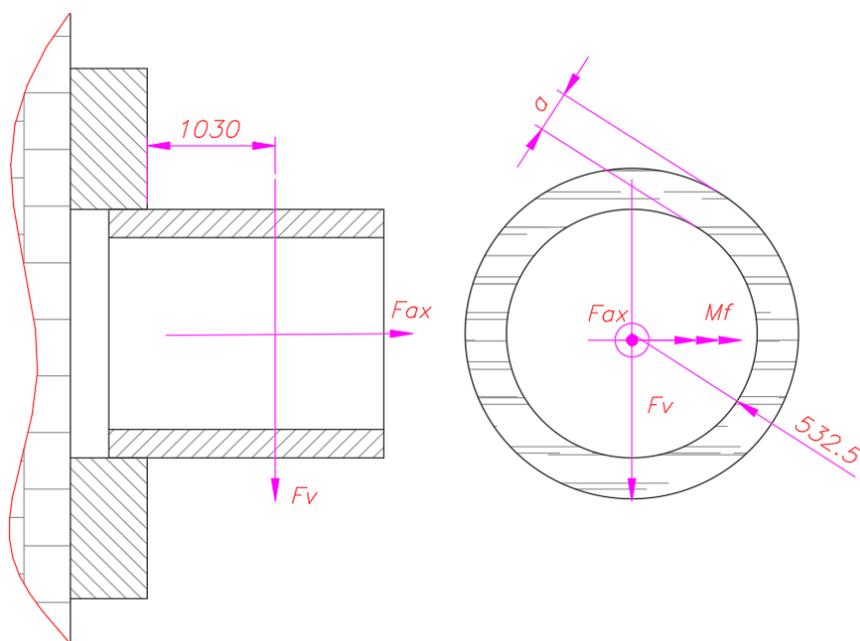


Figura: Unión 1 [Elaboración propia]

Consideraciones:	Ecuaciones :	
$F_v = 41.35 \text{ kN}$ $F_{ax} = 174.78 \text{ kN}$ $\sigma_f = 216 \text{ Mpa}$ $a = 7.00 \text{ mm}$ $FS = 2$	$\sigma_{ax} = \frac{174.78 \text{ kN}}{22905 \text{ mm}^2} = 7.41 \text{ Mpa}$ $M_f = 42590500 \text{ N. mm}$ $I = 3386575789 \text{ mm}^4$ $\sigma_f = M_f \times \frac{539.5}{I} = 6.19 \text{ Mpa}$ $n = \sigma_{ax} + \sigma_f = 13.60 \text{ Mpa}$ $\tau = \frac{F_v}{A_c} = \frac{41.35 \text{ kN}}{22905 \text{ mm}^2} = 1.75 \text{ Mpa}$ $\sigma_{eq} = \frac{n}{2} + \frac{1}{2} \times \sqrt{n^2 + 4 \times (t_n^2 + t_a^2)}$	$\sigma_{eq} = 13.81 \text{ Mpa}$ $\sigma_{Adm} = v \times v_2 \times \sigma_f / FS$ $\sigma_{Adm} = 69.12 \text{ Mpa}$ $\sigma_{eq} < \sigma_{Adm} \text{ (No Falla)}$

Detalle de Cálculo Unión 8

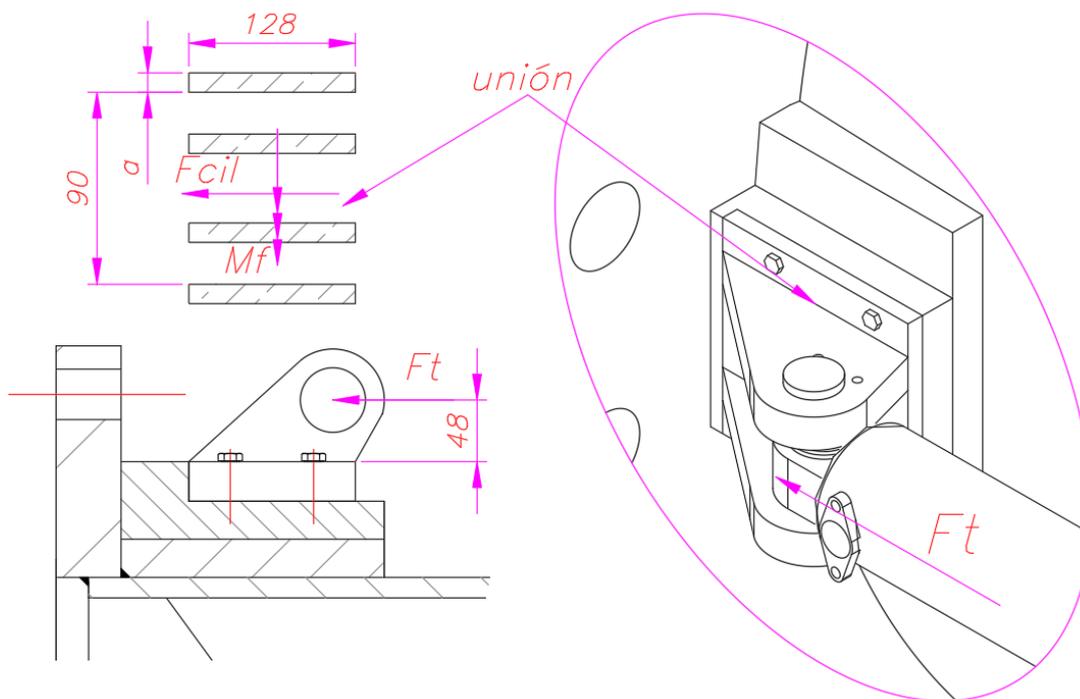
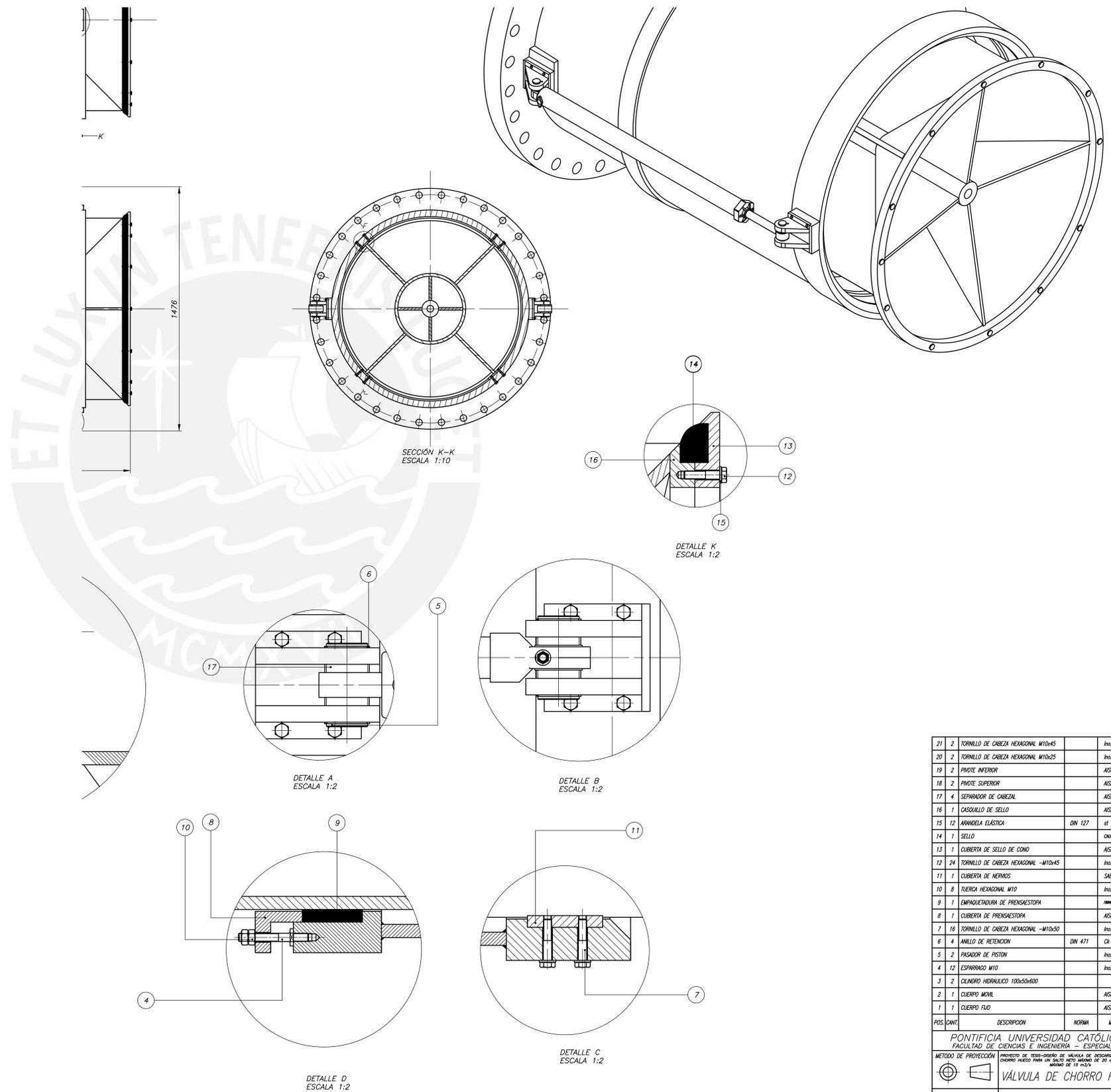


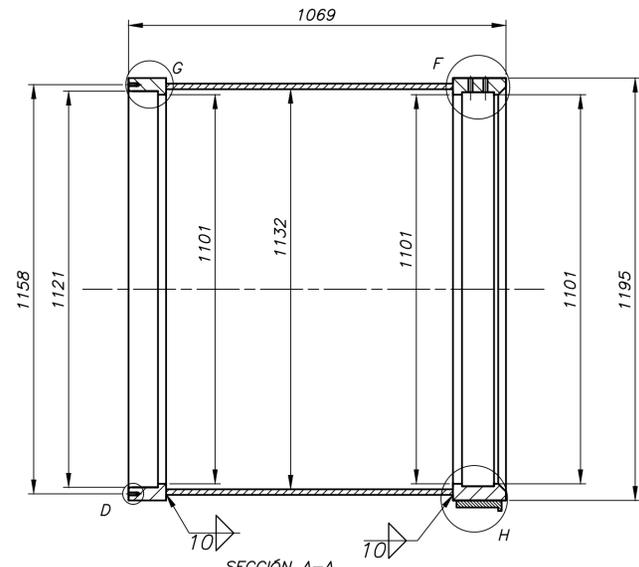
Figura: Unión 8 [Elaboración propia]

Consideraciones:	Ecuaciones :	
<p> $F_t = 72.56 \text{ kN}$ $F_{cil} = 72.56 \text{ kN}$ $FS = 2$ $\sigma_f = 216 \text{ Mpa}$ $a = 7.00 \text{ mm}$ </p>	<p> $M_f = F_{cil} \times 48 = 3482280 \text{ Mpa}$ $M_f = 3482880 \text{ N. mm}$ $I = 4942288.21 \text{ mm}^4$ $y = \frac{128}{2} = 64 \text{ mm}$ $\sigma_f = M_f \times \frac{64}{I} = 45.00 \text{ Mpa}$ $n = \sigma_f = 45.00 \text{ Mpa}$ $\tau = \frac{F_t}{A_c} = \frac{72.56 \text{ kN}}{3620 \text{ mm}^2} = 20.04 \text{ Mpa}$ </p>	<p> $\sigma_{eq} = \frac{n}{2} + \frac{1}{2} \times \sqrt{n^2 + 4 \times (t_n^2 + t_a^2)}$ $\sigma_{eq} = 52.60 \text{ Mpa}$ $\sigma_{Adm} = v \times v_2 \times \sigma_f / FS$ $\sigma_{Adm} = 69.12 \text{ Mpa}$ $\sigma_{eq} < \sigma_{Adm} \text{ (No Falla)}$ </p>

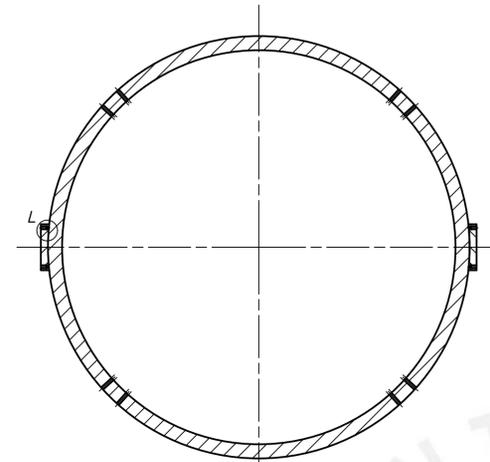


21	2	TORNILLO DE CABEZA HEXAGONAL M10x45	Inox. 431		
20	2	TORNILLO DE CABEZA HEXAGONAL M10x25	Inox. 431		
19	2	PIVOTE INFERIOR	AlSi 316L		
18	2	PIVOTE SUPERIOR	AlSi 316L		
17	4	SEPARADOR DE CABEZAL	AlSi 304L		
16	1	CASQUILLO DE SELLO	AlSi 316L		
15	12	ARANDELA ELASTICA	DIN 127	st	
14	1	SELO	CAUCHO NITRILICO	FABRICAR A PEDIDO	
13	1	CUBIERTA DE SELLO DE CONO	AlSi 316L		
12	24	TORNILLO DE CABEZA HEXAGONAL -M10x45	Inox. 431		
11	1	CUBIERTA DE NERVIOS	SAE 64		
10	8	TIJERA HEXAGONAL M10	Inox. 431		
9	1	EMPAQUETADORA DE Prensastopa	1mm acero inoxidable	12x12 sección cuadrada	
8	1	CUBIERTA DE Prensastopa	AlSi 316L		
7	16	TORNILLO DE CABEZA HEXAGONAL -M10x50	Inox. 431		
6	4	ANILLO DE RETENCION	DIN 471	Cr 75	
5	2	PASADOR DE PISTON	Inox.431		
4	12	ESPARRAGO M10	Inox.431		
3	2	CILINDRO HIDRAULICO 100x50x800		PIVOTADO POSTERIOR	
2	1	CUERPO MOVIL	AlSi 316L	ROLADO Y SOLDADO	
1	1	CUERPO FIJO	AlSi 316L	ROLADO Y SOLDADO	
POS. CONV.		DESCRIPCION	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES

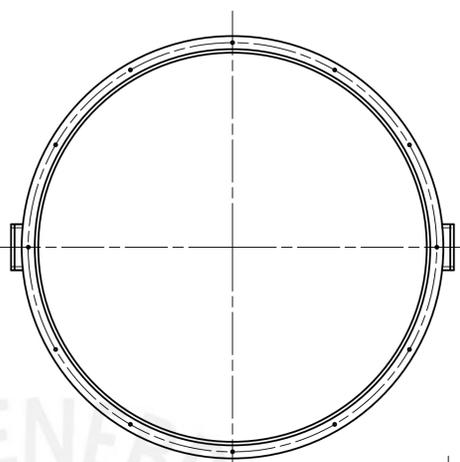
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU			ESCALA	
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERIA - ESPECIALIDAD: ING. MECANICA			1:10	
METODO DE PROYECCION	PROYECTO DE TESIS-DISEÑO DE VÁLVULA DE DESCARGA DE AGUA DE CUERPO HUECO PARA UN SALTO MUY BAJO DE 20 m y UN CAUDAL MÁXIMO DE 15 m³/s	VÁLVULA DE CHORRO HUECO		
20125125	TACO LÓPEZ, JOHN OLIVER	FECHA: 2018.08.28		
ASESOR	BEJAMIN BARRIGA GAMARRA	LAMINA: ENS-P01-AD		



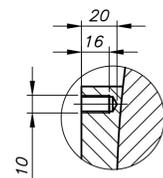
SECCIÓN A-A
ESCALA 1:10



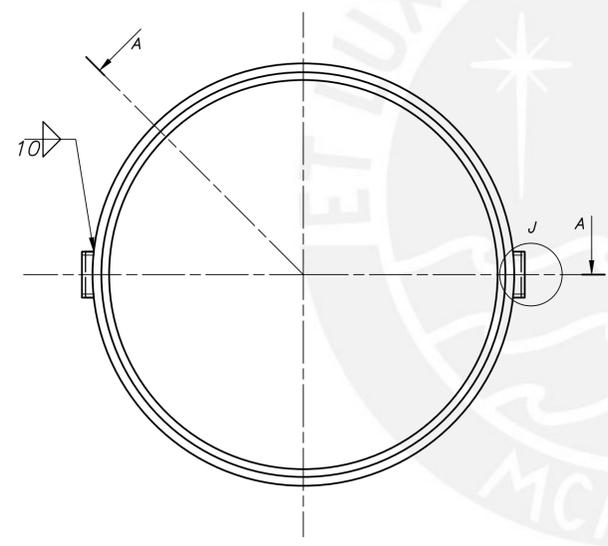
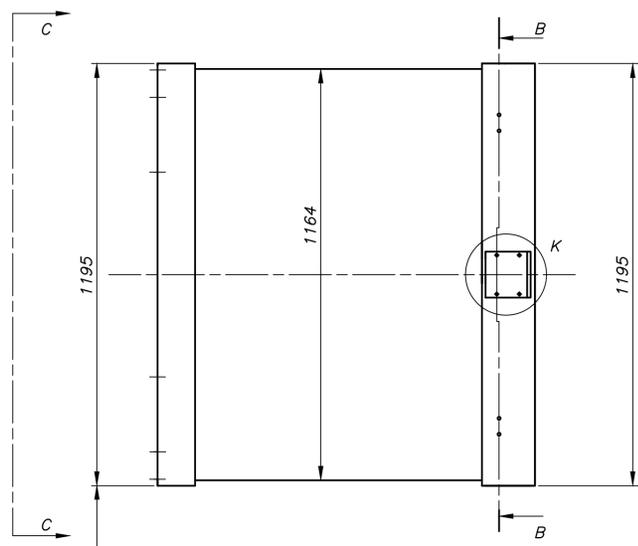
SECCIÓN B-B
ESCALA 1:10



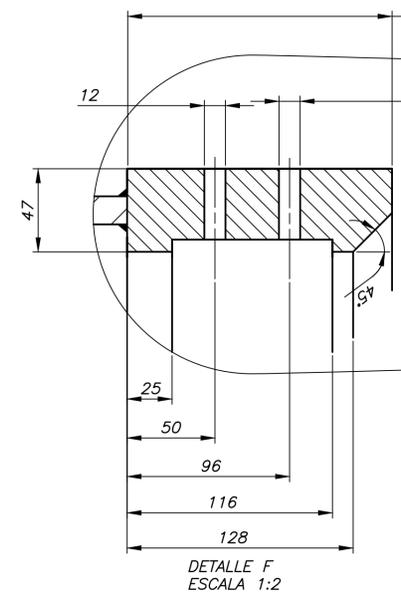
VISTA C-C
ESCALA 1:10



DETALLE L
ESCALA 1:2

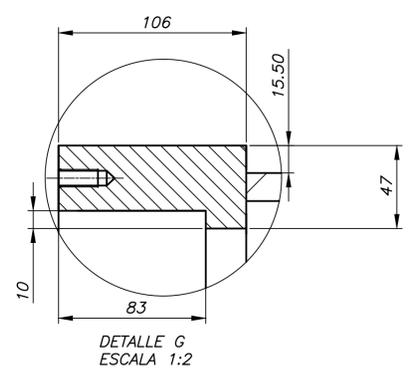


DETALLE J
ESCALA 1:2

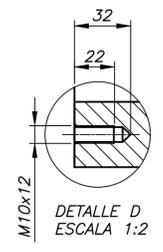


DETALLE F
ESCALA 1:2

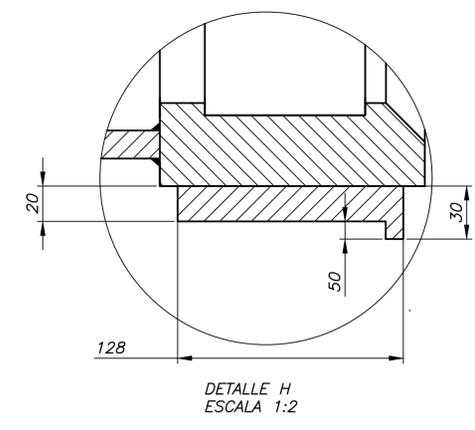
Ⓞ 0.1



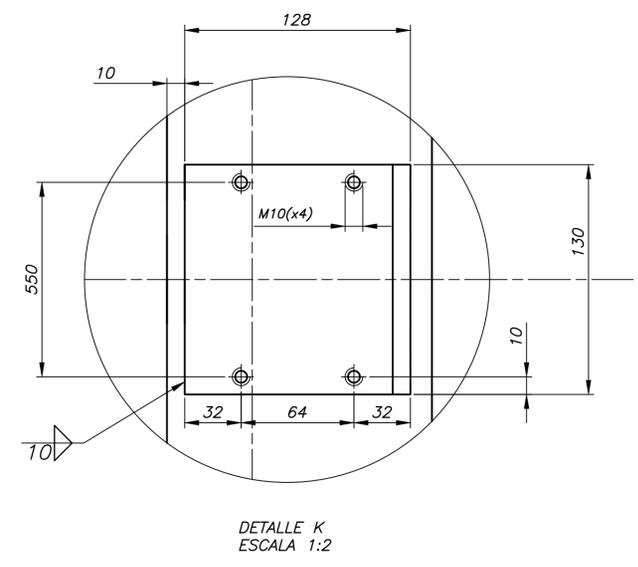
DETALLE G
ESCALA 1:2



DETALLE D
ESCALA 1:2



DETALLE H
ESCALA 1:2

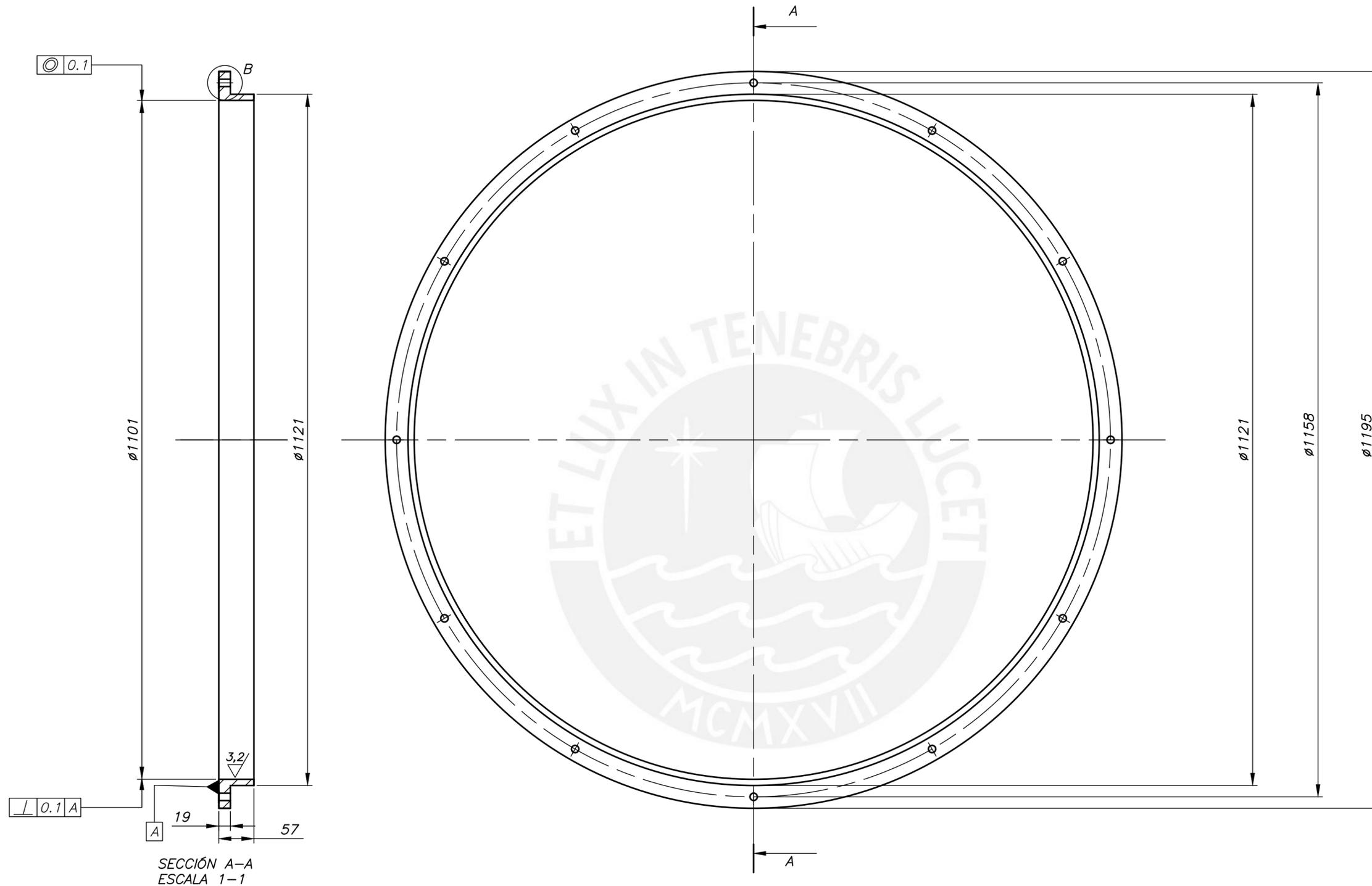


DETALLE K
ESCALA 1:2

ELEMENTOS DE REVOLUCIÓN : ROLADO
CHAFLANES NO INDICADOS 1x45°
REDONDEOS NO INDICADOS R1

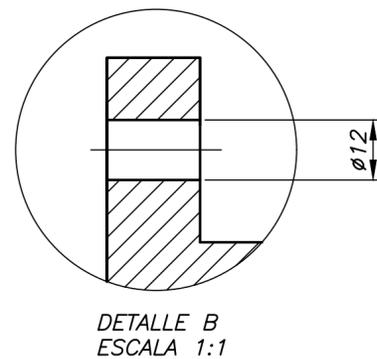
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168							
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000	Más de 1000 hasta 1200
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2

ACABADO SUPERFI 3.2/
PONTIFICI FACULTAD DE
METODO DE PROYECCION
20125125
ASESOR

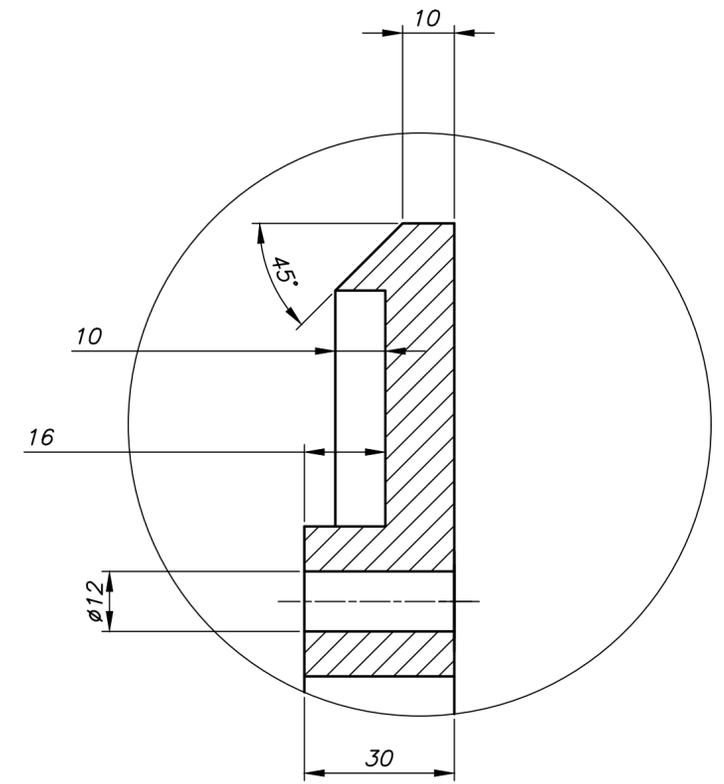
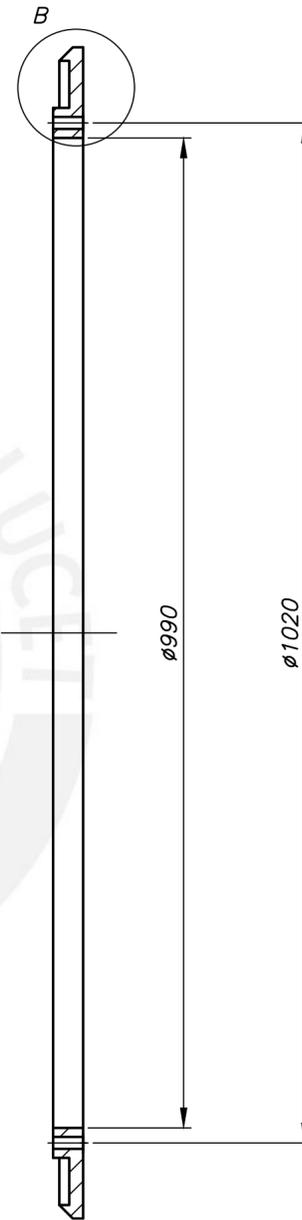
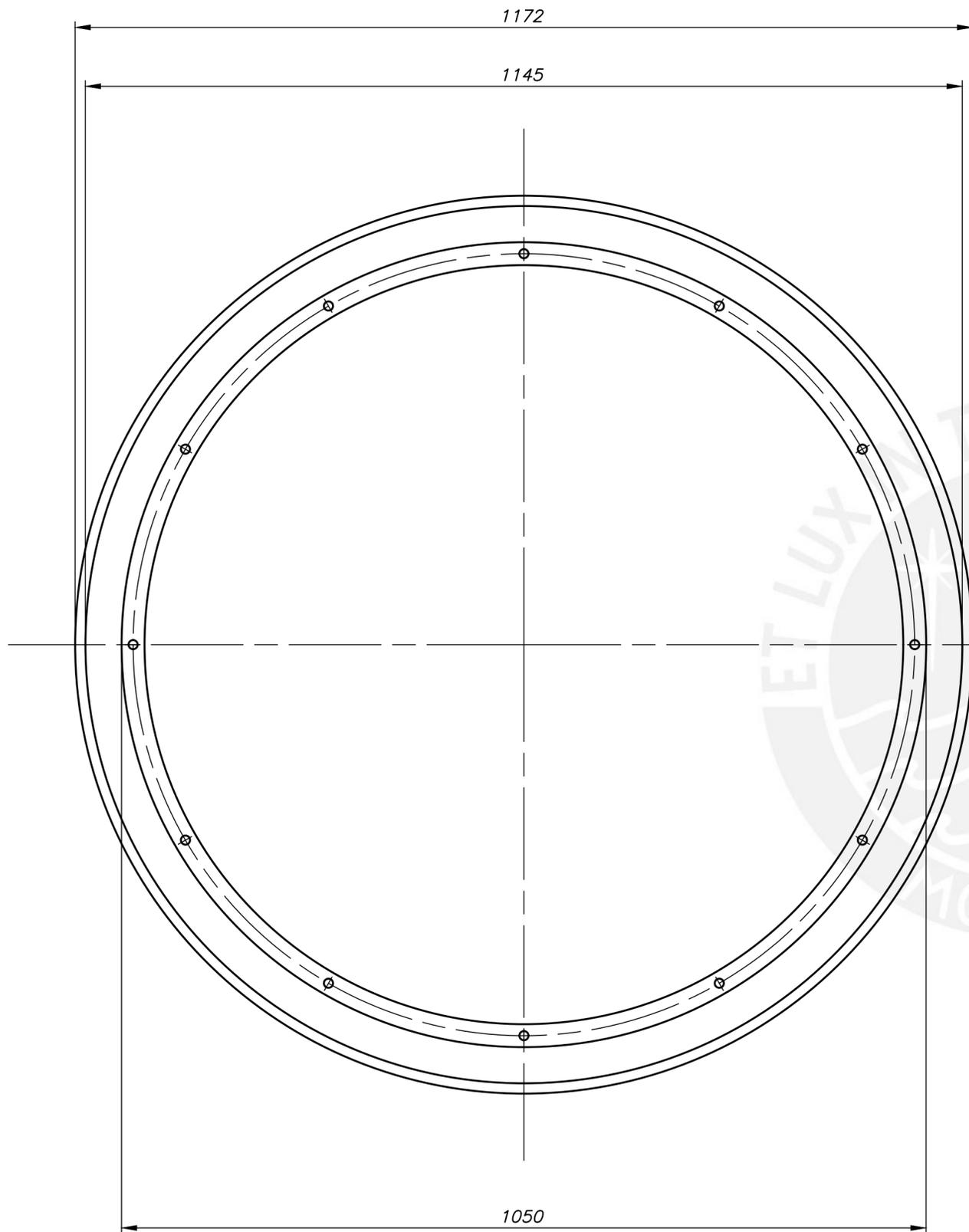


TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5



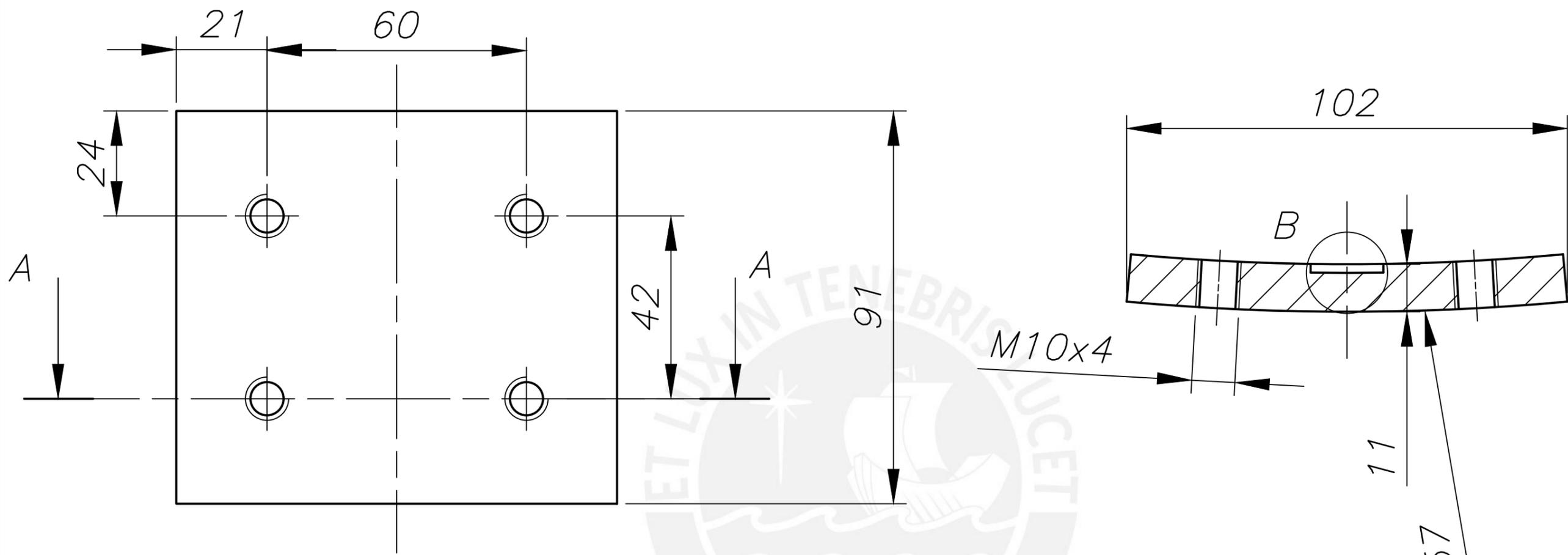
ACABADO SUPERFICIAL 3,2/	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 MEDIO	MATERIAL AISI 316L
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION [Symbol]	PROYECTO DE TESIS-DISEÑO DE VÁLVULA DE DESCARGA DE AGUA DE CHORRO HUECO PARA UN SALTO NETO MÁXIMO DE 20 m Y UN CAUDAL MÁXIMO DE 15 m ³ /s	ESCALA 1:5
20125125	TACO LÓPEZ, JOHN OLIVER	FECHA: 2018.08.28
ASESOR	BEJAMIN BARRIGA GAMARRA	LAMINA: DES-P04-A2



DETALLE B
ESCALA 1:1

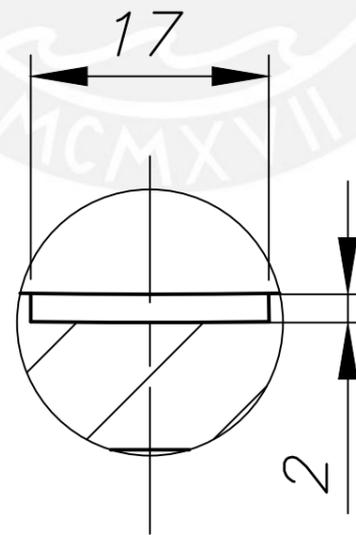
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

ACABADO SUPERFICIAL 3,2/	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 MEDIO	MATERIAL AISI 316L
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	PROYECTO DE TESIS-DISEÑO DE VÁLVULA DE DESCARGA DE AGUA DE CHORRO HUECO PARA UN SALTO NETO MÁXIMO DE 20 m Y UN CAUDAL MÁXIMO DE 15 m ³ /s	ESCALA 1:5
20125125	TACO LÓPEZ, JOHN OLIVER	FECHA: 2018.08.28
ASESOR	BEJAMIN BARRIGA GAMARRA	LAMINA: DES-P05-A2



CHAFLANES NO INDICADOS 1x45°

ESTA CUBIERTA DEBE ENCAJAR EN EL RADIO INTERIOR DEL CUERPO MOVIL R(557) Y DEBE IR ENPERNADO A ESTE.

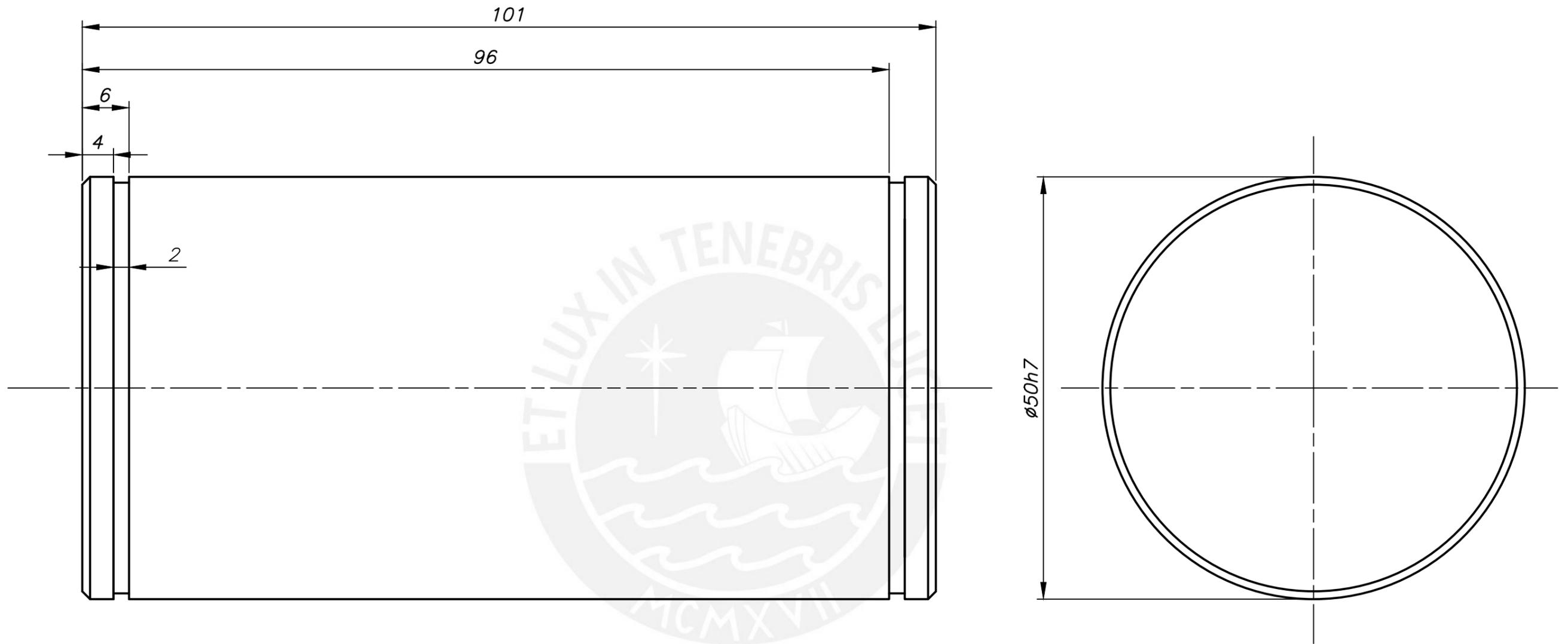


DETALLE B
ESCALA 1:1

SECCIÓN A-A
ESCALA 1:1

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

ACABADO SUPERFICIAL 3,2/	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 MEDIO	MATERIAL SAE 64
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	PROYECTO DE TESIS-DISEÑO DE VÁLVULA DE DESCARGA DE AGUA DE CHORRO HUECO PARA UN SALTO NETO MÁXIMO DE 20 m Y UN CAUDAL MÁXIMO DE 15 m ³ /s	ESCALA 1:1
20125125	TACO LÓPEZ, JOHN OLIVER	FECHA: 11.02.2017
ASESOR	BEJAMIN BARRIGA GAMARRA	LAMINA: DES-P06-A3



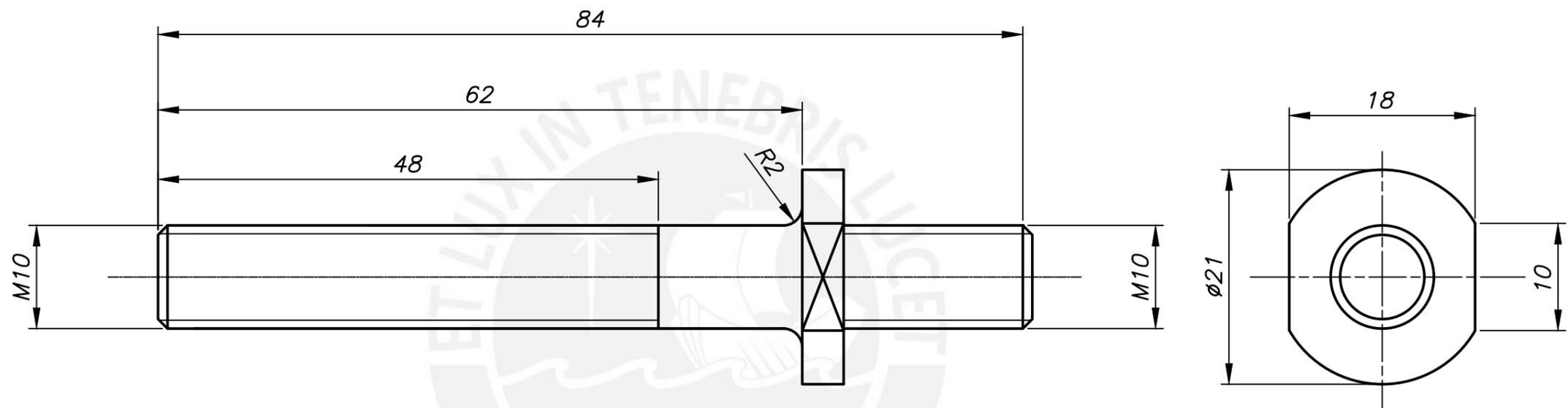
CHAFLANES NO INDICADOS 1x45°

REDONDEOS NO INDICADOS R1

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

50h7	50.000	49.070
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA

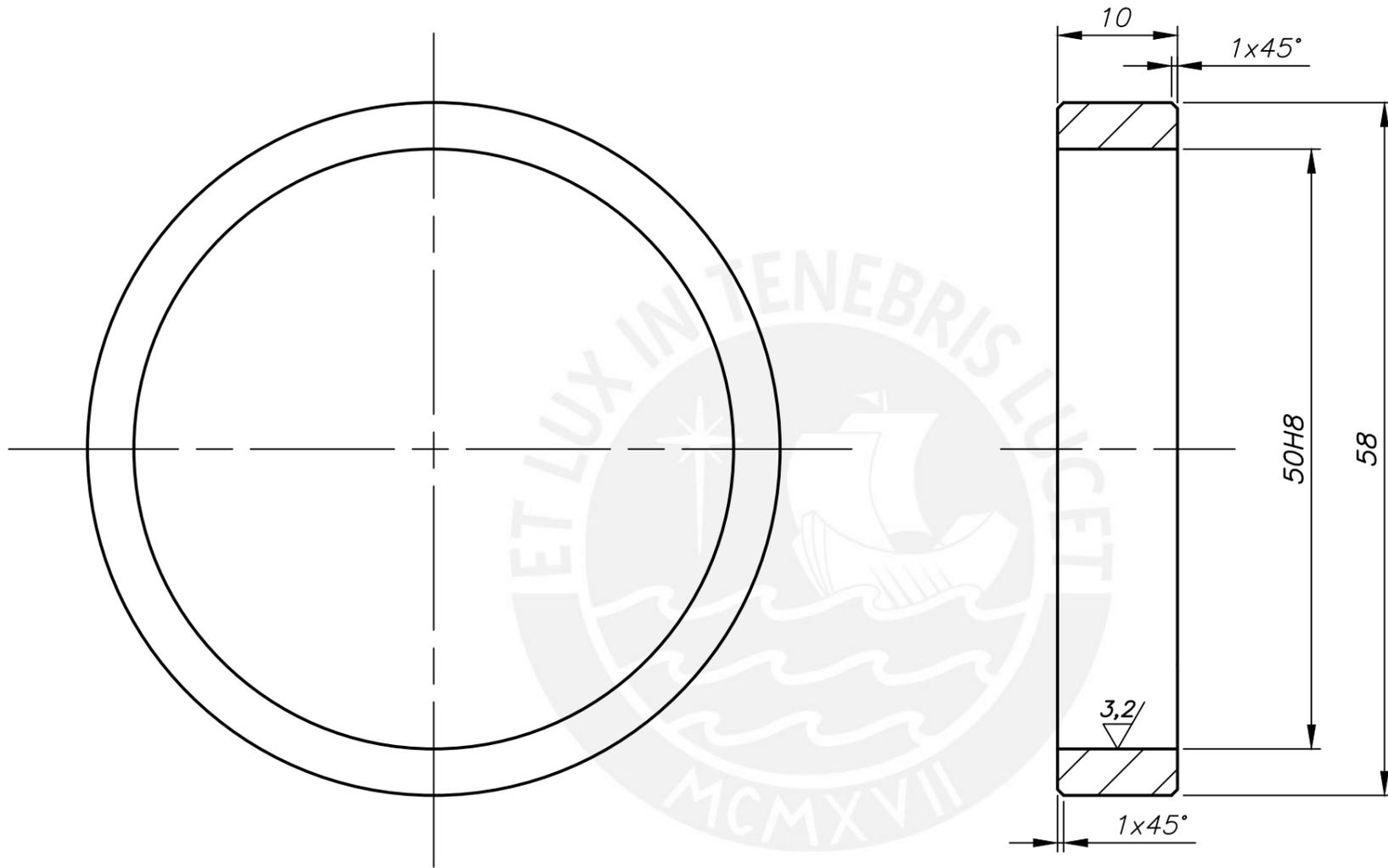
ACABADO SUPERFICIAL 3,2/ ▽	TOLERANCIA GENERAL DIN 768 MEDIO	MATERIAL Inox.431
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	PROYECTO DE TESIS-DISEÑO DE VÁLVULA DE DESCARGA DE AGUA DE CHORRO HUECO PARA UN SALTO NETO MÁXIMO DE 20 m Y UN CAUDAL MÁXIMO DE 15 m ³ /s	ESCALA 2:1
20125125	TACO LÓPEZ, JOHN OLIVER	FECHA: 2018.08.28
ASESOR	BEJAMIN BARRIGA GAMARRA	LAMINA: DES-P07-A3



CHAFLANES NO INDICADOS 1x45°

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

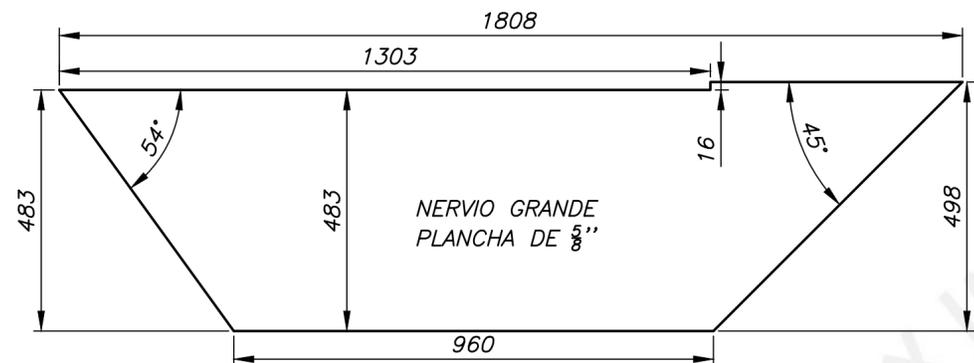
ACABADO SUPERFICIAL 3,2/ ▽	TOLERANCIA GENERAL DIN 968 MEDIO	MATERIAL Inox.431
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	PROYECTO DE TESIS-DISEÑO DE VÁLVULA DE DESCARGA DE AGUA DE CHORRO HUECO PARA UN SALTO NETO MÁXIMO DE 20 m Y UN CAUDAL MÁXIMO DE 15 m ³ /s	ESCALA 2:1
20125125	TACO LÓPEZ, JOHN OLIVER	FECHA: 2017.03.24
ASESOR	BEJAMIN BARRIGA GAMARRA	LAMINA: DES-P08-A3



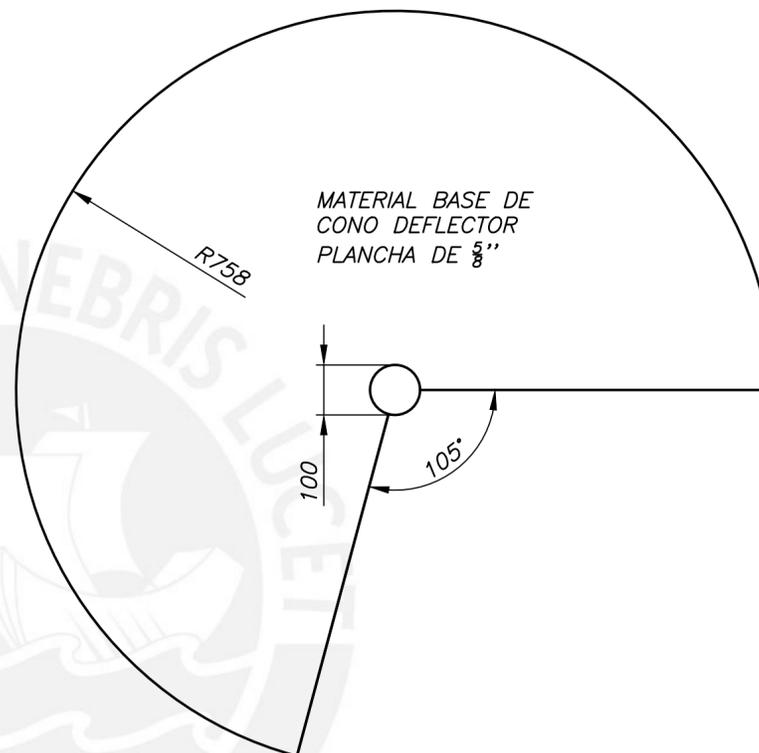
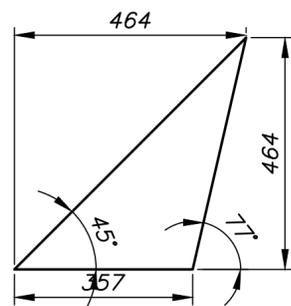
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

50H8 50.046 50.000

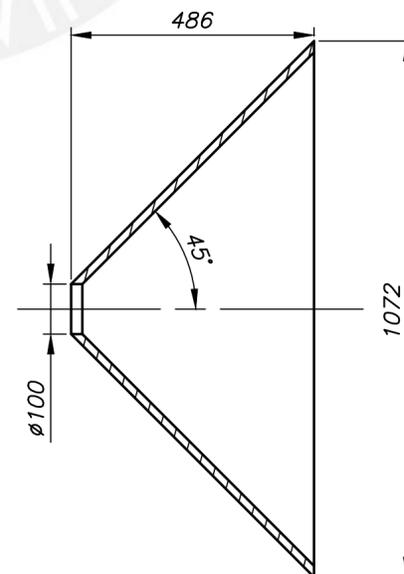
ACABADO SUPERFICIAL 3,2/	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 MEDIO	MATERIAL AISI 304L
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	PROYECTO DE TESIS-DISEÑO DE VÁLVULA DE DESCARGA DE AGUA DE CHORRO HUECO PARA UN SALTO NETO MÁXIMO DE 20 m Y UN CAUDAL MÁXIMO DE 15 m ³ /s	ESCALA 1:1
20125125	TACO LÓPEZ, JOHN OLIVER	FECHA: 11.02.2017
ASESOR	BEJAMIN BARRIGA GAMARRA	LAMINA: DES-P09-A3



NERVIO PEQUEÑO
PLANCHA DE 5/8"

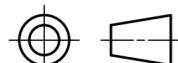


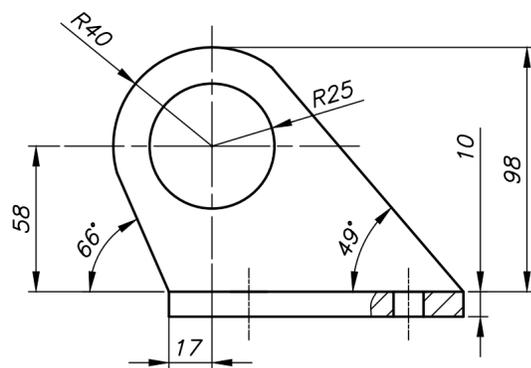
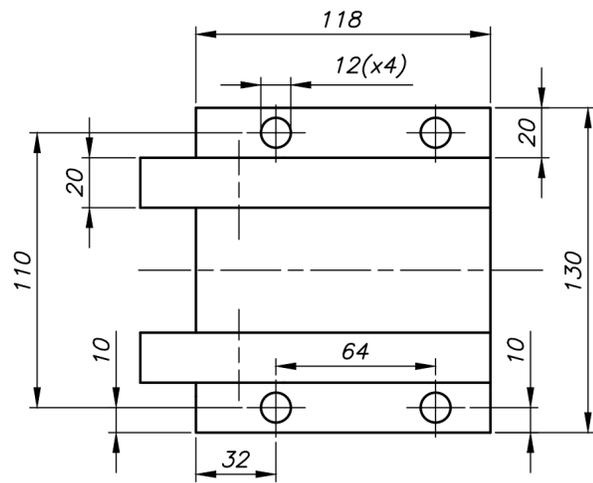
FORMAR UN TRONCO DE CONO CON ESTAS MEDIDAS CON EL MATERIAL BASE



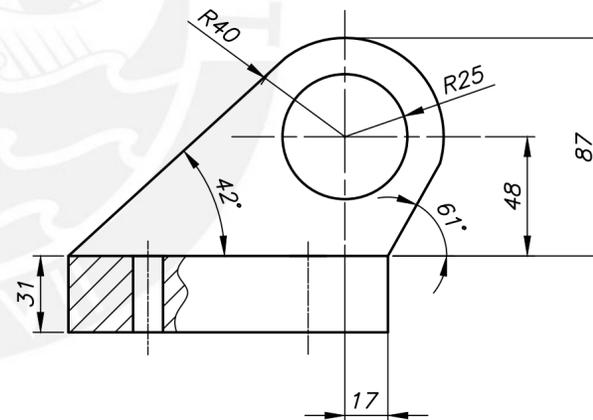
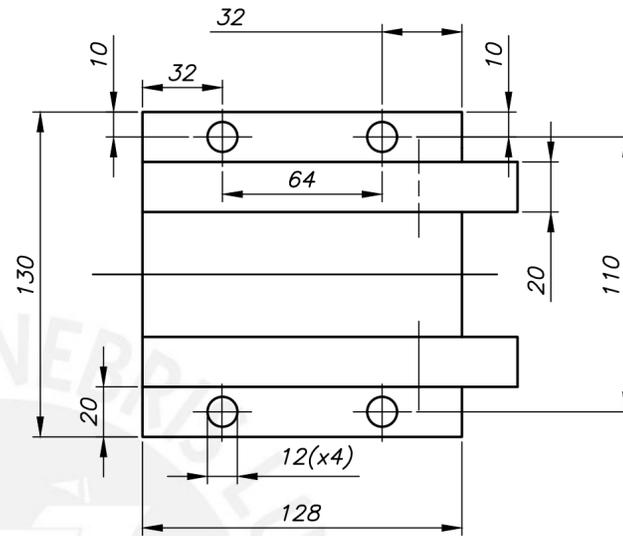
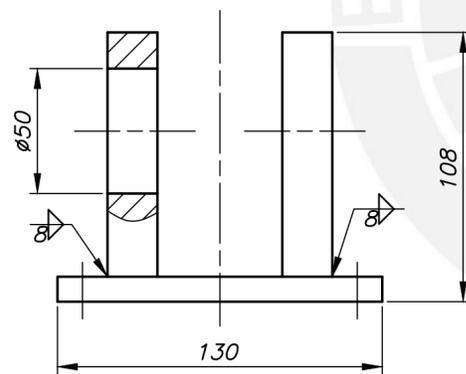
TOLERANCIAS DIMENSIONALES
SEGUN DIN 7168

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

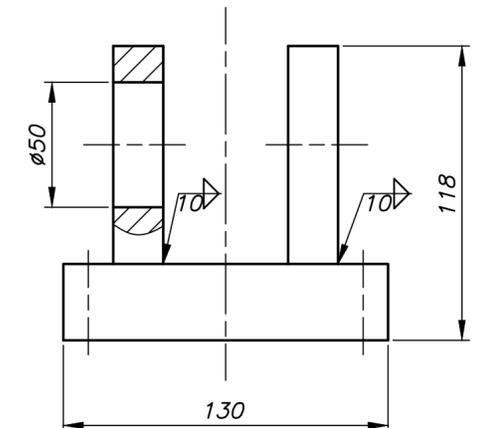
ACABADO SUPERFICIAL 3,2/	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 MEDIO	MATERIAL AISI 316L
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	PROYECTO DE TESIS-DISEÑO DE VÁLVULA DE DESCARGA DE AGUA DE CHORRO HUECO PARA UN SALTO NETO MÁXIMO DE 20 m Y UN CAUDAL MÁXIMO DE 15 m ³ /s	ESCALA 1:10
20125125	TACO LÓPEZ, JOHN OLIVER	FECHA: 2018.08.28
ASESOR	BEJAMIN BARRIGA GAMARRA	LAMINA: DES-P010-A2



PIVOTE SUPERIOR

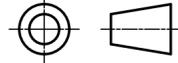


PIVOTE INFERIOR



TOLERANCIAS DIMENSIONALES
SEGUN DIN 7168

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

ACABADO SUPERFICIAL 3,2/	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 MEDIO	MATERIAL AISI 316L
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	PROYECTO DE TESIS-DISEÑO DE VÁLVULA DE DESCARGA DE AGUA DE CHORRO HUECO PARA UN SALTO NETO MÁXIMO DE 20 m Y UN CAUDAL MÁXIMO DE 15 m ³ /s PIVOTES	ESCALA 1:2
20125125	TACO LÓPEZ, JOHN OLIVER	FECHA: 2018.08.28
ASESOR	BEJAMIN BARRIGA GAMARRA	LAMINA: DES-P11-A2